



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**NÁVRH DVOUOSÉHO VIBRAČNÍHO POLOHOVADLA PRO
ODSTRANĚNÍ ZBYTKOVÉHO PRÁŠKU Z KOVOVÝCH
VÝTISKŮ**

DESIGN OF THE TRIAXIAL VIBRATION POSITIONER FOR REMOVING RESIDUAL POWDER FROM THE
METAL PRINTS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Čeněk Šváb

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Suchý

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Čeněk Šváb**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jan Suchý**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh dvouosého vibračního polohovadla pro odstranění zbytkového prášku z kovových výtisků

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výrobky z 3D tisku kovů jsou velmi často chladiče a strukturované díly se složitou geometrií a vnitřními kanálky. Tyto prostory jsou během výroby zaplněny práškem, který je nutné po vyjmutí dílu z 3D tiskárny odstranit a dále recyklovat. Stávající způsoby odstranění prášku vyžadují velké množství manuální práce obsluhy. Sloučením polohovacího mechanismu a automatického vibračního pohybu by bylo možné výrazně zefektivnit následné zpracování vyrobených dílů.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Navrhnout mechanismus dvouosého polohovadla opatřeného vibračním pohonem, umožňujícího upnutí základových desek do 3D tiskárny SLM 280HL s únosností do 75 kg.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- návrh dvouosého polohovadla,
- implementace vibračního pohonu,
- základní pevnostní výpočet,
- utěsnění citlivých částí mechanismu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukoncení/>

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na konstrukci dvouosého polohovadla, určeného pro vyklepávání prachu z dílů vytvořených 3D tiskárnou SLM 280HL. Cílem práce je navrhnout konstrukci dvouosého polohovadla se zakomponovaným vibračním pohonem. První část práce se věnuje popisu typů manipulátoru a vibračních motorů. Na základě získaných informací, je nastíněna problematika a jsou navrženy různé typy návrhů, které ji řeší. Nejvhodnější návrh je následně vybrán a podrobně rozpracován. Výstupem je funkční konstrukční řešení dvouosého polohovadla s implementovaným vibračním motorem a schopností chodu v prašném prostředí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dvouosý manipulátor, vibrační mechanismus, odstraňování usazeného prachu

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on the construction of a two-axis positioner, designed for removing dust out of parts created by a 3D printer SLM 280HL. The aim of this work is to design the construction of a two-axis positioner with an integrated vibration drive. The first part deals with the description of the types of manipulators and vibration motors. Based on the obtained information, the construction issues are outlined and various design tips are proposed to address it. The most suitable design is then selected and elaborated in detail. The output is a functional design solution of a two-axis positioner with an implemented vibration motor and the ability to run in a dusty environment..

KEYWORDS

Two-axis manipulator, vibrating mechanism, removal of settled dust

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠVÁB, Čeněk. *Návrh dvouosého vibračního polohovadla pro odstranění zbytkového prášku z kovových výtisků* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132030>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Jan Suchý.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Janovi Suchému, za jeho odborné vedení a cenné rady, které mi v průběhu této bakalářské práce poskytl.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Komerční řešení	14
2.1.1	Manipulátor SFM-AT1000-S	14
2.1.2	Manipulátor SFM-AT200	14
2.2	Svářecí manipulátory	15
2.2.1	Jednoosé manipulátory	15
2.2.2	Dvouosé manipulátory	17
2.2.3	Tříosé manipulátory	18
2.3	Vibrační stoly	19
2.4	Vibrační motory (vibrátory)	20
2.4.1	Elektrické vibrační motory	20
2.4.2	Pneumatické vibrační motory	20
2.4.3	Kuličkové vibrační motory	21
2.4.4	Turbínové vibrační motory	21
2.4.5	Pístové vibrační motory	22
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	23
3.1	Analýza problému	23
3.2	Cíle práce	23
3.2.1	Dílčí cíle	24
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	25
4.1	Varianta A	25
4.2	Varianta B	26
4.3	Varianta C	26
4.4	Výsledná volba	27
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	28
5.1	Konstrukce hlavy	30
5.1.1	Pracovní deska	30

5.1.2	Konstrukce a uložení pojezdů	31
5.1.3	Upevnění na hřídeli	35
5.1.4	Kontrola šroubového spoje	36
5.2	Konstrukce ramene	44
5.2.1	Úložná konstrukce	45
5.2.2	Kontrola hřídele	51
5.3	Konstrukce vidlic	59
5.3.1	Vidlice 2	59
5.3.2	Vidlice 1	59
5.3.3	Kontrola volby motoru	61
5.4	Konstrukce nosného rámu	63
6	DISKUZE	65
6.1	Úpravy konstrukce	65
6.2	Zajištění přívodu vzduchu a elektřiny	66
6.3	Utěsnění pracovního prostoru	67
7	ZÁVĚR	68
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	69
9	SEZNAM POUŽITÝCH SIMBOLŮ A ZKRATEK	72
10	SEZNAM OBRÁZKŮ	74
11	SEZNAM TABULEK A PŘÍLOH	76

1 ÚVOD

Při 3D tisku metodou Selective Laser Melting (SLM) jsou díly vytvářeny nanášením tenkých vrstev prášku a jejich následným tavením. Z hlediska principu této výroby je prášek často uzamčen ve složité geometrii samotného dílu a jeho odstranění je velmi náročné.

Komerční zařízení, která se pro odstraňování tohoto prášku používají, jsou příliš drahá a často jsou součástí velkých výrobních celků. Pro využití v menších dílnách však nejsou ekonomicky i rozměrově výhodná. Dílny jsou tak nuceny prášek odstraňovat ručním vyklepáváním, při kterém dochází k uvolňování prachu do ovzduší, což při použití špatných ochranných pomůcek může vést až ke zdravotním problémům.

Úkolem této bakalářské práce je tedy navrhnout manipulátor, který by těmto problémům předešel a zároveň fungoval na stejných principech, jaké používají komerční zařízení. Jeho výroba musí být konstrukčně jednoduchá, funkční a cenově příznivější.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Komerční řešení

Problematikou odstraňování prášku se zabývá mnoho firem, z nichž nejznámější je německá firma Solukon, která za tímto účelem vytvořila již 4 typy manipulátorů[5]. Ty fungují na principu dvouosých polohovadel se zakomponovanou vibrační hlavou. Manipulátory se liší velikostí, nosností a možnostmi uzavíratelnosti prostoru.

2.1.1 Manipulátor SFM-AT1000-S

Dosahuje únosnosti až 300kg s možností upnutí výrobku o velikost až 450x450x1040mm. Hmotnost stroje je 950 kg, a zabírá celkový prostor 3,5x2,5x3m. Dále umožňuje rotaci dílu okolo 2 os, odstraňování prášku v inertní atmosféře a je vybaven tryskou pro vyfoukávání usazeného prachu.



Obr. 2-1 SMF-1000-S[5]

2.1.2 Manipulátor SFM-AT200

Jedná se o nejmenší manipulátor od firmy Solukon o velikosti 2x2x2m. Jeho únosnost je 60kg. Na rozdíl od svého předchůdce nabízí rotaci pouze okolo 1 osy. Dále postrádá možnost plnění pracovního prostoru inertním plynem a dodatečné ofoukávání vzduchem. Přední otvor, který je možné vidět na obrázku 2-2, slouží pouze pro kontrolu a samotný stoj je tedy nutné nakládat přes víko umístěné ve stropní části komory.



Obr. 2-2 SFM-AT200[5]

Přímé využití těchto zařízení je však pro mou aplikaci nevyhovující. Avšak ramena určená pro manipulaci vytištěných dílů zde fungují na podobném principu, jako ramena svařecích manipulátorů. Pro zajištění správného konstrukčního řešení tak bylo vhodné, si jejich jednotlivá řešení a funkce prostudovat.

2.2 Svařecí manipulátory

Byly vytvořeny za účelem polohování a nastavení svařovaného dílu. Při svařování je totiž nutné, aby měl svařeč snadný přístup ke svařované hraně. Podle způsobu volnosti pohybu pak tato zařízení rozlišujeme na:

- Jednoosé
- Dvouosé
- Tříosé

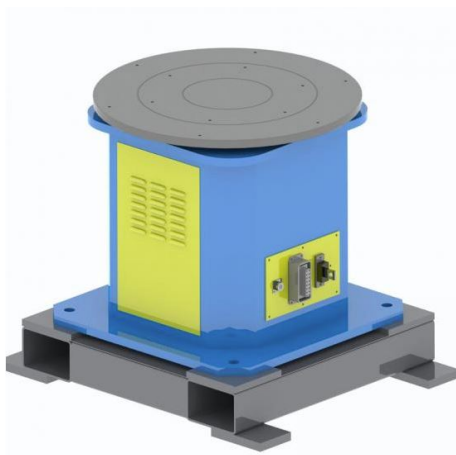
Vzhledem k tomu, že tříosé manipulátory nesou jisté prvky dvouosých manipulátorů, a ty dvouosé zase prvky těch jednoosých, tak bylo nutné si jejich jednotlivé typy projít a obeznámit se tak lépe s jejich konstrukčním řešením. Za tímto účelem bylo vybráno několik vzorových manipulátorů z každé kategorie, u kterých byl následně proveden jejich rozbor.

2.2.1 Jednoosé manipulátory

Základním typem, který je možné najít na trhu, je jednoosý manipulátor. Jak jeho název napovídá, umožňuje obsluhu nastavit svařenec podél jedné osy. Při složitější konstrukci svařence je však pohyb který umožňuje nedostatečný. Využití těchto manipulátorů je tedy velmi omezené.

EVS-P-500

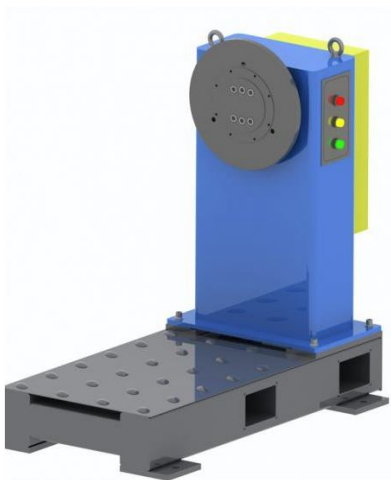
Tento jednoosý horizontální manipulátor se skládá z pracovní desky o průměru 400mm a těla o rozměrech 0,9x0,8m. Pracovní plocha se nachází ve výšce 800mm. Rotace je zajištěna servomotorem, jenž umožňuje maximální natočení pracovní plochy o $\pm 360^\circ$. Díky mohutné základně vyrobené z vysokopevnostní oceli je maximální únosnost stroje až 500kg [1]. Dále se ve stroji nachází převodovka RV-E, která se řadí mezi takzvané cykloidní převodovky se schopností dosahovat převodových poměrů až do řádu 1/212 [2].



Obr. 2-3 Jednoosé horizontální polohovadlo [1]

EVS-ZZ-500

Manipulátor s vertikálním uložením plochy funguje na podobném principu jako ten předešlý, kdy za pomoci servomotoru a převodovek je dosaženo požadovaného způsobu nastavení. Jak upínací plochy, tak vlastnosti jsou stejné jako u horizontálního polohovadla (viz Obr.2). Jeho nevýhodou je však nesnadný způsob upínání, kdy pro zajištění větších obrobků je nutná účast více osob [1].



Obr. 2-4 Jednoosé vertikální polohovadlo [1]

2.2.2 Dvouosé manipulátory

Pro konstrukčně náročnější svařencetak bylo nutné vyvinout manipulátor, který by zajistil možnost jeho lepší nastavitelnosti. Za tímto účelem tak bylo navrženo několik typů dvouosých manipulátorů:

H-TM-200

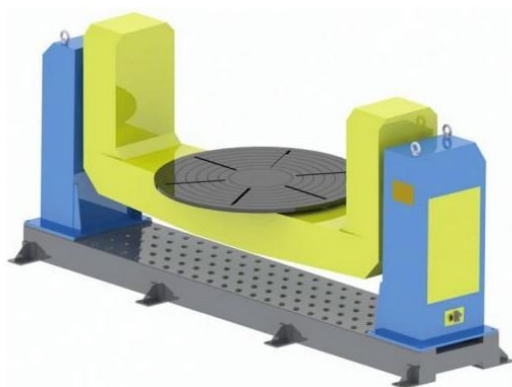
Nejpoužívanější a nejrozšířenějším manipulátorem v této kategorii je H-TM-200. Díky kombinaci AC motoru a šnekové převodovky CHMR je dosaženo volnosti rotace pracovní desky o $\pm 360^\circ$ [3][4]. Rotace kolem druhé osy je jen 120° a to z důvodu využití ozubeného půlkola jako přenašeče momentu. Samotná pracovní deska je však nad osou rotace a proto zde vznikají velké kroutící momenty. I přesto je únosnost tohoto manipulátoru 200 kg [3].



Obr.2-5 H-TM-200 [3]

EVS-U-3000

Tento typ „U“, reprezentuje výkonnější verzi manipulátoru H-TM-200 (viz Obr. 2-4), kdy rotace okolo druhé osy je zvětšena na 180° a maximální únosnost se pohybuje v rozmezí od 1000-5000 kg. Avšak jedná se také o mnohonásobně větší stroj dosahující délky 6,5 m [1].



Obr.2-6 EVS-U-3000 [1]

EVS-L-400

Posledním typem dvouosého manipulátoru je typ L. Ten vznikl kombinací EVS-P a EVS_ZZ. I zde je možnost rotace okolo první osy o $\pm 360^\circ$ a 180° okolo druhé. Vzhledem k velkým ohybovým momentům, které působí v místě uložení ramene je však maximální únosnost tohoto stroje pouze 1000kg. Velkou výhodou, kterou tento typ oproti ostatním přináší je lepší přístupnost ke svařenci[1].



Obr.2-7EVS-L-400 [1]

2.2.3 Tříosé manipulátory

Manipulátory, které byly doposud popsány, měly vždy fixní pracovní výšku. Obsluha si tak sice mohla daný svařenec natočit, ale neměla už možnost zvolit si pracovní výšku. Za tímto účelem tedy byly vyvinuty manipulátory, které mají možnost nejen daný svařenec natáčet s podobnou volností jako dvouosé manipulátory, ale také jej patřičně výškově nastavit. Takovým manipulátorem je právě:

RL1.250

Výškového nastavení je zde docíleno použitím hydraulických pístů, které umožňují zdvih svařence do výšky až 1,12m. Avšak dochází zde k jistým omezením rotace okolo druhé osy. Svařenec je možné nastavovat pouze jedním směrem. Jedná o velice mohutný stroj, který dosahuje rozměrů 1,9mxxxxx. Jeho maximální únosnost je 1250kg[6]. Důvodem proč tato únosnost není vyšší je velická délka ramene, kdy stejně jako u modelu EVS-L dochází k velkým ohybovým momentům v místě základny.



Obr.2-8RL.1250 [6]

Vzhledem k tomu, že samotné natočení nezajistí možnost úplného odstranění prášku z dílu, je nutné pracovní desku propojit s vibračním motorem. Pro návrh pracovní desky tedy bylo vhodné obeznámit se s konstrukcí vibračních stolů.

2.3 Vibrační stoly

Vibrační stoly fungují na principu pevného rámu a odpružené pracovní desky. Toto odpružení je nejčastěji realizované pomocí pružin, ale můžeme se také setkat s pryžovým nebo pneumatickým odpružením. Samotný pohyb pracovní desky je zajištěn vibračním motorem, umístěným na její spodní straně. Způsob použití vibračního stolu tak z velké části závisí na tom, jaký vibrační motor je zvolen pro rozpohybování jeho pracovní desky.



Obr. 2-9 Vibrační stůl od firmy VIBROS [14]

Přímé využití konstrukce vibračního stolu však při mém návrhu nebylo možné. Jeho odpružení je totiž navrženo pouze tak, aby jej váha desky stlačovala. Při její natažení v prostoru by na něj začaly působit i tažné síly a mohlo by se tak stát nefunkčním. Bylo tedy nutné vytvořit vlastní typ vibračního stolu, který tuto problematiku řešil. Jedním z největších faktorů, který však tento návrh ovlivňuje je samotný vibrační motor. Bylo tedy nutné si projít jeho jednotlivé typy.

2.4 Vibrační motory (vibrátory)

Vnější vibrační motory se mohou dělit do několika kategorií. Konkrétně na elektrické, pneumatické a hydraulické. Vzhledem k usnadnění konstrukce však připadají v úvahu pouze první dvě kategorie.

2.4.1 Elektrické vibrační motory

Jedná se o jeden s nejvíce používaných typů vibrátorů, kdy je vibrací dosaženo za pomoci rotace excentrického závaží. Výhodou tohoto závaží je, že při změně jeho polohy je možné nastavit sílu vibrací (viz. Obr 2-10). V závislosti na velikosti takového excentrického vibrátoru se jejich vibrační (odstředivá) síla může pohybovat od několika desetin Newtonů až do řádu desítek kilo Newtonů. Jejich použití se opět různí v závislosti na velikosti a tvaru, kdy například motor POLOLU-1637 [10] je používán pro malá elektronická zařízení, zatímco motor WEV-03-14-2 lze nejčastěji najít právě u vibračních stolů.[7]



Obr. 2-10 WEV-03-14-2 bez krytování

2.4.2 Pneumatické vibrační motory

U těchto vibrátorů se pro chod stroje používá stlačený vzduch. Díky tomu je dosaženo vysokých frekvencí otáček. Podle způsobů jakými je vibrací dosaženo je dělíme na [7]:

- Kuličkové
- Turbínové
- Pístové

2.4.3 Kuličkové vibrační motory

Jádrem celého vibrátoru je ocelová kulička, která je poháněna stlačeným vzduchem a odvaluje se po kruhové oběžné dráze (viz Obr. 2-9). Tímto pohybem dochází k buzení vysokofrekvenčních vibrací. Největší výhodou tohoto typu je jeho jednoduchost a díky tomu i cena. Avšak nevýhodou je nízká odstředivá síla. Proto je tento vibrátor nejčastěji používán na stěnách výsypek, u kterých by mohlo docházet k uchycování přenášeného materiálu[7].



Obr .2-11 Kuličkový vibrátor S10[7]

2.4.4 Turbínové vibrační motory

Stejně jako kuličkové vibrátory i ty turbínové jsou poháněny stlačeným vzduchem. Kdy tedy místo kuličky, vzduch pohání turbínové kolo. V tomto kole se pak nachází děrování způsobující jeho nevyváženost. Při rotaci kola tak vzniká buzení vibrací. Celý tento mechanismus je uložen na ložiskovém kroužku. Díky tomu je vibrační motor schopný dosáhnout vysokých frekvencí za relativně nízké spotřeby vzduchu. Jeho zdaleka největší výhodou je však nízký hluk a bezúdržbový chod[7].



Obr.2-12 Turbínový vibrátor OT10 [7]

2.4.5 Pístové vibrační motory

Jak již bylo zmiňováno, rotace excentrického kotouče nemusí být jediným způsobem jakým dosáhnout vibrací. Zářným příkladem jsou takzvané pístové vibrátory. Jejich princip spočívá na pístovém kroužku, který se nachází mezi dvěma vzduchovými polštářky. Kroužek se díky proměnlivým tlakům těchto polštářků dostává do kmitavého pohybu. Výsledkem jsou přesné lineární vibrace. Díky nim je tento typ vibrátoru často používán pro zhutňování forem. Jeho další výhodou je rychlé zapnutí a vypnutí těchto vibrací [7].



Obr. 2-13 Pístový vibrační motor ; (a) motor F25 [7] ; (b) řez pístovým motorem

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Při prostudování komerčních zařízení bylo zjištěno, že únosnosti menších strojů jsou pro mé účely nedostačující a naopak stroje, které těchto únosností dosahují, jsou příliš velké na to, aby se daly umístit do pracovních prostor laboratoří aditivní výroby na VUT.

Pro vytvoření vlastního návrhu jsem si tedy prozkoumal různé způsoby, jakými je možné s díly manipulovat v prostoru a porovnal jsem výhody a nevýhody, které tyto způsoby přinášejí.

Bylo zjištěno, že s vytisknutým dílcem je třeba pohybovat ve dvou osách. Avšak pouze pohyb by úplně nezajistil odstranění prachu z vnitřní geometrie dílce. Za tímto účelem tedy bylo nutné do stroje zaimplementovat vibrační motor, s jehož pomocí by tak bylo možné prach uvolnit.

Při propojení vibračního motoru s deskou a následně s manipulačním ramenem však vzniklo několik zásadních problémů. Prvním bylo tlumení vibrací. V praxi se můžeme setkat s mnoha způsoby, jakými jsou vibrace u vibračních stolů tlumeny. Avšak pokud bychom se pokusili podobný typ konstrukce zahrnout do vibrační hlavy, tak by i při jejím mírném natočení začaly na odpružení působit krom tlačných sil i síly ohybové. To by vedlo ke ztrátě vzpěrné stability a následnému poškození.

Další problém vystává v samotné konstrukci ramene. Manipulátory, které by se k takovému účelu daly použít, jsou z velké části konstruovány pouze pro zatížení statickými silami. Ve chvíli zahrnutí sil od vibračních motorů by u nich mohlo docházet k rychlému opotřebení, a to by následně mohlo vést až k jejich selhání. Dále zde vystává problém, že i pokud by daný manipulátor byl schopen snést tato cyklická namáhání, tak jeho konstrukce není dostatečně izolována pro chod v prašném prostředí.

3.2 Cíle práce

Cílem této bakalářské práce je tedy návrh dvouosého polohovadla, které bude opatřeno vibračním pohonem a je schopné na svojí pracovní plochu upnut desky používané pro 3D tiskárnu SLM 280HL. Maximální váha, kterou toto zařízení musí být schopné unést je 75kg.

3.2.1 Dílčí cíle

Vzhledem k problematice uvedené v analýze, bylo nutné přidat k zadaným cílům přidat také vlastní dílčí cíle.

Zadané dílčí cíle

- Návrh dvouosého polohovadla
- Implementace vibračního pohonu
- Základní pevnostní výpočet
- Utěsnění citlivých částí mechanismu

Volené dílčí cíle

- Zajištění rovnoměrného tlumení vibrací
- Zajištění snadné výměny tlumení
- Uschování celého mechanismu zajišťujícího rotaci okolo první osy do ramene
- Vytvoření rozebíratelné nosné konstrukce

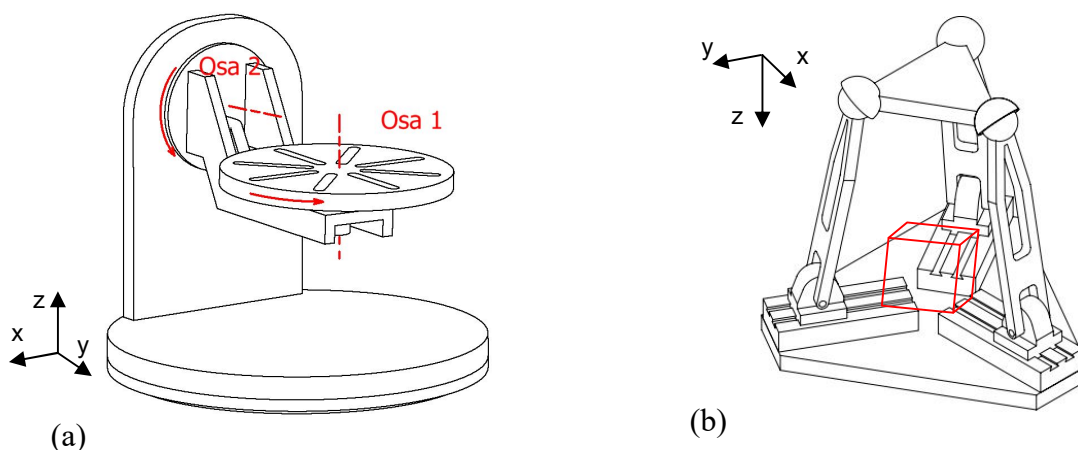
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Za účelem jeho vypracování byly vytvořeny 3 koncepční návrhy jak pro manipulátor, tak promechanismus zajišťující odpružení.

Při návrhu manipulátoru byly zohledněny poznatky z druhé kapitoly a jednotlivé varianty tak nesou podobné charakteristiky jako svářeční manipulátory.

Pro propojení pracovní desky s vibračním motorem byly pak použity paralelní mechanismy, ty nabízejí 3 stupně volnosti a mají tak možnost simulovat volnosti pohybu, kterých dosahuje vibrační stůl při standardní konstrukci odpružení [8]. U variant A a B by se tlumicí prvky nacházeli na koncích pojezdů. Varianta C by tato tlumení měla schovaná přímo v kloubových tyčích.

4.1 Varianta A

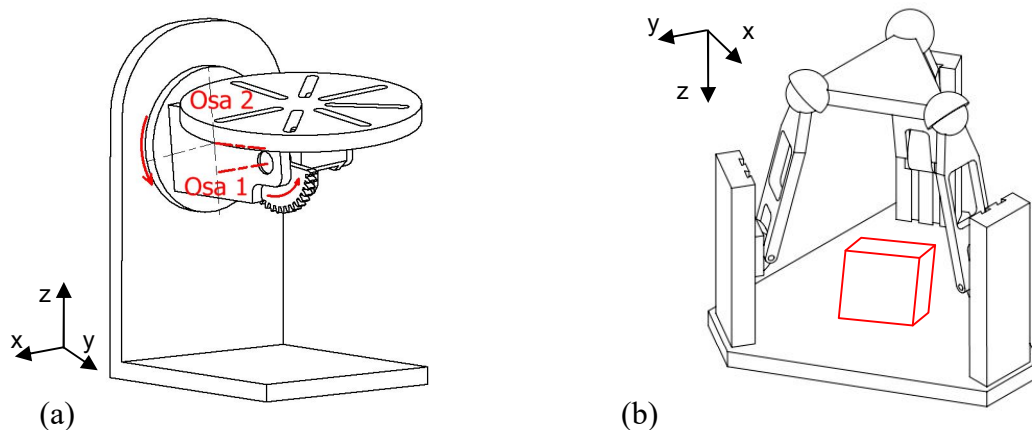


Obr.4-1 Koncepční řešení A; (a) Manipulátor A; (b) mechanismus A3-PRS [8]

Tento návrh je principiálně založen na manipulátoru EVS-L-400. Ten se skládá ze základové desky, do které je umístěno manipulační rameno, to se poté otáčí okolo osy 2. Na rameni se dále nachází pracovní deska, která zajišťuje možnost rotace okolo osy 1.

Mezi pracovní deskou a ramenem se bude nacházet mechanismus 3-PRS, který je možné vidět na obrázku 4-1. Ten se skládá ze 3 pojezdů, na kterých jsou připevněny ramena s kloubovými spoji. Červená krychle pak označuje předpokládané umístění vibračního motoru.

4.2 Varianta B

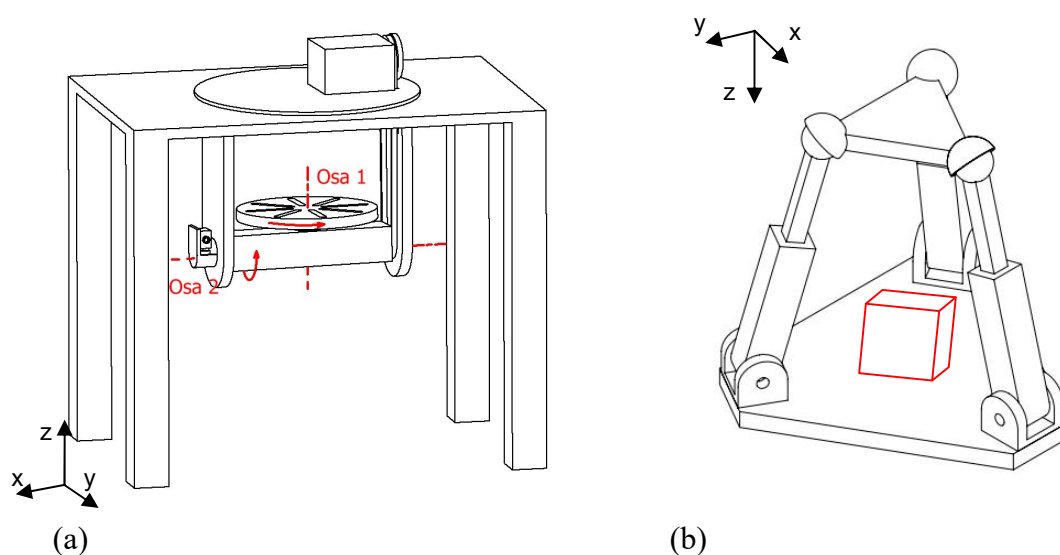


Obr.4-2Konceptní řešení B; (a) manipulátor B; (b) mechanismus B 3-PRS [8]

Návrh je kombinací H-TM-200 a EVS-L-400. Rameno je zde upevněno stejným způsobem jako u varianty A, Změna poté přichází v umístění osy 1. Kdy pohyb okolo této osy je pouze částečný, a to 180° .

Mechanismus, který se nachází mezi pracovní deskou a ramenem je zde podobný mechanismu z varianty A. Pojezdy jsou však otočeny o 90° .

4.3 Varianta C



Obr.4-3Konceptní řešení C; (a) manipulátor C; (b) mechanismus C 3-RPS [8]

Varianta C je založena na podobném principu jako manipulátor od firmy Solukon a EVS-U-3000[1][5]. Rameno je zde uchyceno do vidlic, které zajišťují jeho možnost rotace okolo druhé osy.

Narozdíl od předešlých variant se v mechanismu hlavy nenachází pojezdy. Namísto toho je posuv zajištěn přímo v těle tyče.

4.4 Výsledná volba

Manipulátor

U varianty A dochází k velkým ohybovým momentům v místě uložení ramene do základové desky. I přesto že manipulátor nabízí obsluze velkou volnost pohybu okolo obrobku oproti variantě C, tak následné oplechování, a zajištění dostatečné operační výšky by již nebylo triviální záležitostí. Varianta B má stejné konstrukční problémy a má také nevhodně řešenou rotaci okolo os. Ta je zde sice zajištěna, avšak není zajištěno, že obrobek bude mít možnost se dostat do potřebné vyklepávací polohy. Z tohoto Důvodu byla vybrána varianta C. Kde je nejen vhodně vyřešené uložení ramene, ale také je zajištěno snadné oplechování a utěsnění pracovního prostoru.

Mechanismus

Varianta B je pro mou aplikaci zdaleka nejhorší. Spojení mezi pojezdy a pracovní deskou by bylo příliš složité, a výška celého mechanismu by při otáčení zapříčinila příliš vysoké momenty. Varianta C má sice jednodušší způsob upevnění samotných tyčí k pracovní desce, ale tlumicí mechanismus, který by se v těchto tyčích nacházel, by nedovoloval jeho snadnou výměnu. Z tohoto důvodu byla zvolena varianta A která splňuje jak snadnou výměnu tlumících prvků, tak lehké upevnění pojezdů k pracovní desce.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola popisuje rozpracované řešení manipulátoru varianty C a mechanismem A, ten dále splňuje veškeré parametry, které byly určeny v kapitole 3.

Vzhledem k rozsáhlosti tohoto řešení je nutné si samotnou konstrukci dále rozdělit do několika základních okruhů.

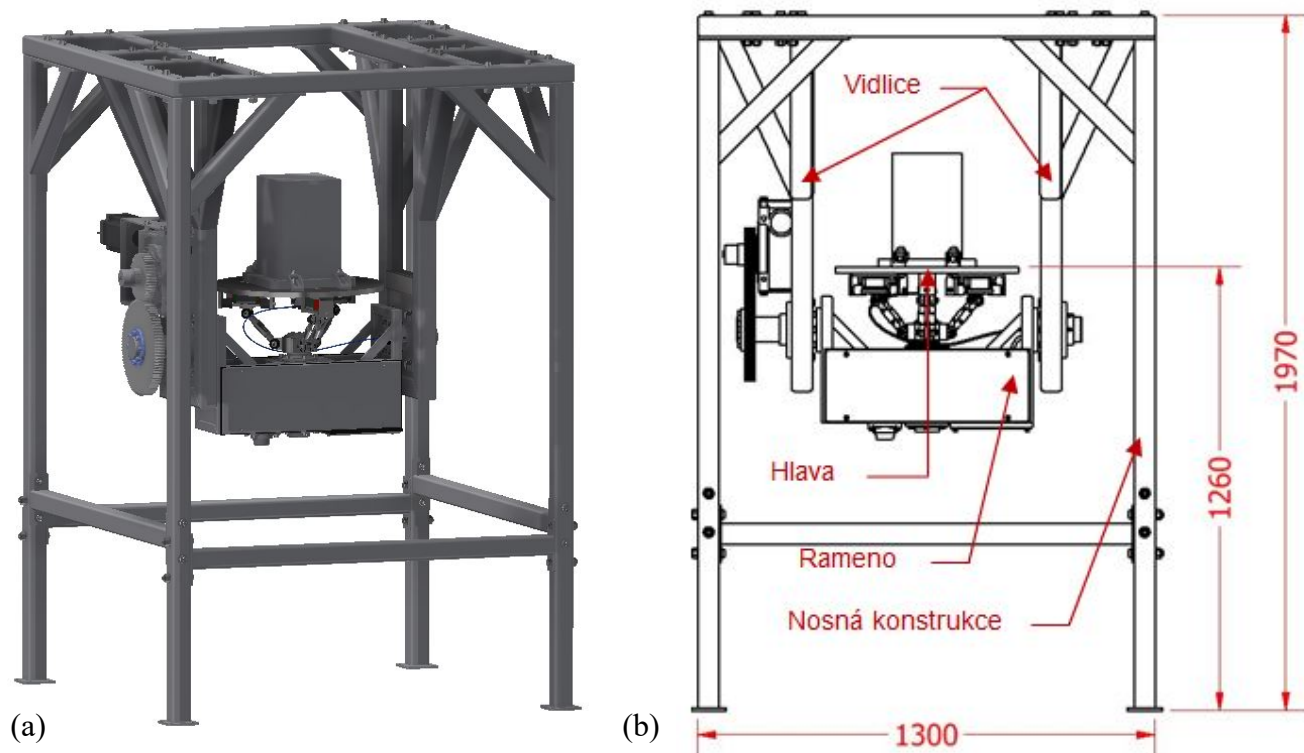
Okruhy

Prvním je konstrukce hlavy, ta musí být navržena tak aby svou funkcí zastávala vibrační stůl. Je tedy nutné zajistit, aby dokázala tlumit síly vzniklé vibračním motorem a zároveň dovozovala jistou míru volnosti pohybu, která je u vibračních stolů zajištěna pružinami. Je také nutné, aby si tuto schopnost zachovala i při nastavení manipulátoru do jiné polohy a to tak aby nedocházelo k velkým změnám těchto pohybových a tlumících schopností.

Druhým okruhem je samotné rameno. V něm by se měl nacházet mechanismus, který dovozuje rotaci hlavy kolem první osy (viz Obr. 4-3). Dále musí do jisté míry jeho konstrukce vyvážit kroutící momenty, kterými hlava působí vůči druhé ose. Také má být zajištěno utěsnění vnitřního mechanismu vůči prachu. Z ramena pak podobně jako u manipulátoru typu U (viz Obr. 2-5) vystupují hřídele, kterými jej bude možné uložit do ložisek ve vidlicích a dále s celým tímto ramenem manipulovat.

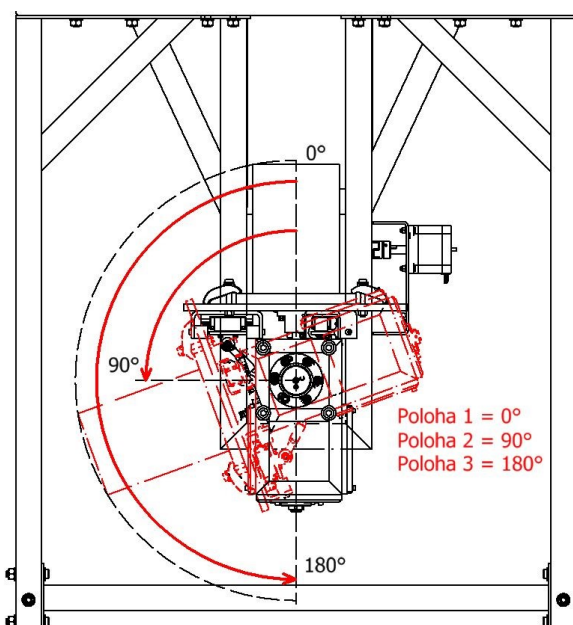
Vidlice tedy slouží k uložení výstupních hřídelí ramene, a zajištění jejich rotace. Také musí být možné je následně upevnit k nosnému rámu.

Nosný rám tedy slouží k upevnění vidlic a k celkovému ustavení rámu v prostoru. Také musí být možné tuto konstrukci rozložit a složit až na místě určení.



Obr.5-1 Návrh dvouosého manipulátoru

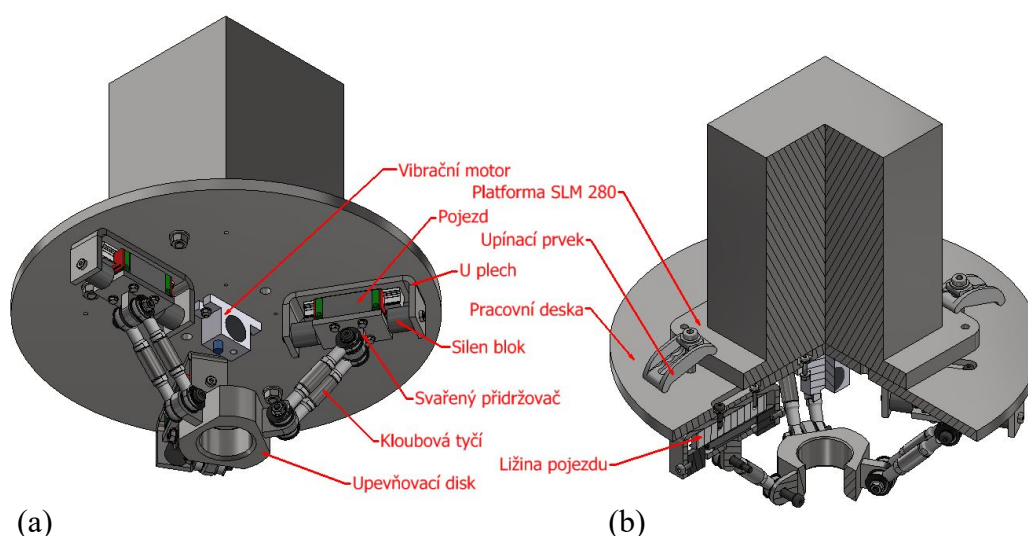
Na obrázku 5-1. Je zobrazen celkový 3D model dvouosého manipulátoru s hrubým naznačením jednotlivě řešených částí.



Obr. 5-2 Rotace ramene

Na obrázku 5-2. Můžeme vidět naznačení pohybu a poloh ramene při jeho otáčení kolem druhé osy.

5.1 Konstrukce hlavy

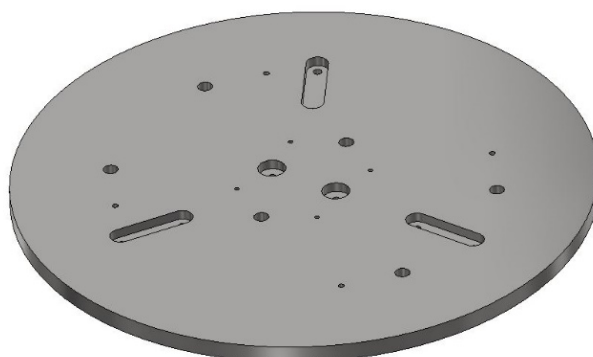


Obr. 5-3 Popis hlavy; (a) pohled zdola; (b) pohled zhora

Obrázek 5-3 znázorňuje hrubý popis hlavy, s upnutou Platformou SLM 280 za pomoci stavitelných upínek.

5.1.1 Pracovní deska

V kapitole 3 bylo určeno, že jedním z nejdůležitějších požadavků pro pracovní desku, je možnost upnutí dvou typů stavěcích desek, které se používají jako základny pro tisknutí. Prvním je stavěcí deska 98x98x30. Ta slouží k výtiskům malých dílů a je přichycena dvěma šrouby M4. Je tedy nutné do desky vyvrtat patřičné otvory aby bylo možné zajistit snadné upnutí. Druhou deskou je poté Platforma SML 280 jenž je přichycena čtyřmi šrouby M5. I spolu s otvory pro tyto šrouby pak musí deska obsahovat ještě vyfrézované drážky pro uchycení vibračního motoru a systému pojezdů.

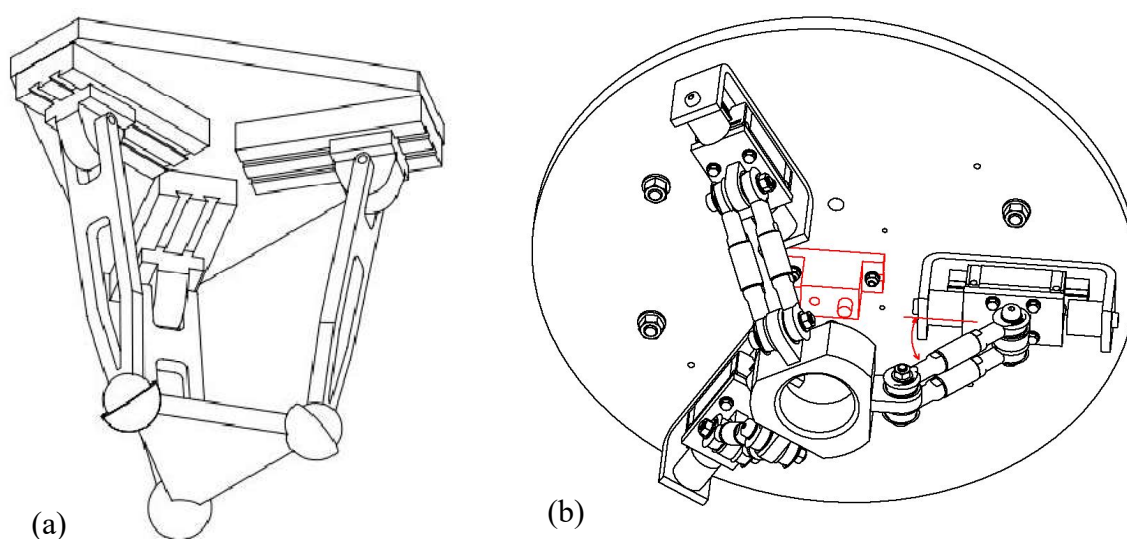


Obr. 5-4 Pracovní deska

Při předpokladu maximálního zatížení 75kgu Platformy SML 280 bylo však zjištěno, že by mohl nastat zánik třecího spoje a docházelo by tak k přilnutí desky a závitové strany šroubů, což by vedlo k jejich poškození. Bylo tedy nutné navrhnout jiný typ upnutí, který by funkčnost tohoto spoje zajistil jak pro Platformu SLM 280 tak pro desku 98x98x30. Každá z nich má však však jinou tloušťku a ta při upínání hraje velkou roli. Navržena tedy byla kombinace čtyř stavitelných upínek AMF 6313K(viz Obr. 5-3)a obsluha stroje pak má dle vlastního uvážení na výběr 2 způsoby jakými může danou platformu upnout[18].

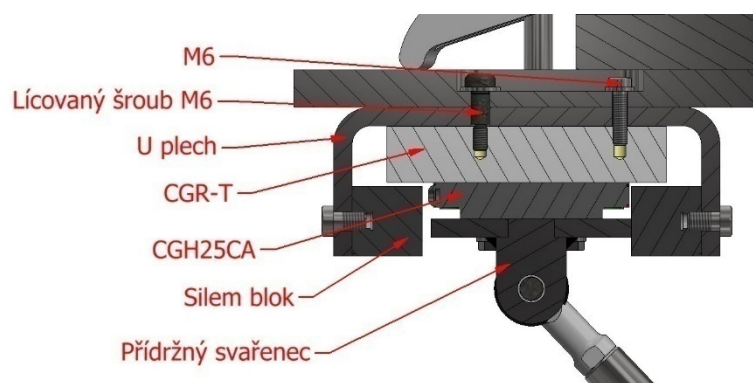
5.1.2 Konstrukce a uložení pojezdů

Již několikrát zde bylo zmiňováno, že hlava musí sloužit nejen pro upínání ale také jako vibrační stůl. V kapitole 3 pak byla nastíněna problematika, kterou požadavek tohoto formátu přináší, kdy za předpokladu natočení takového stolu může dojít ztrátám stability pružin. Za účelem odstranění těchto problémů bylo při návrhu využito paralelní mechanismus (viz. Obr 5-5 (a))[8].



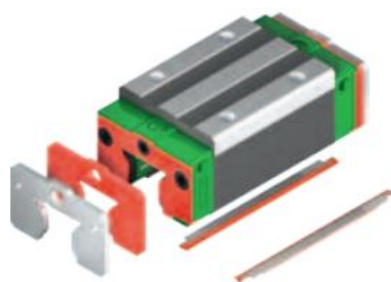
Obr. 5-5 Paralelní mechanismus 3-RPS [8]; (a) koncept; (b) konstrukční řešení

Ten se skládá z tří pojezdů, které jsou za pomoci kloubových spojů připevněny k horní desce. Díky tomu je tak docíleno jak možnosti pohybu této desky nahoru a dolů, tak k jejího posunu do stran. Pro zajištění požadavku pro co možná nejrovnoměrnějšího rozložení sil, které zde budou vytvářeny jak vahou vyklepávaného dílu, tak vibračním motorem při natáčení okolo osy 2 (viz. Obr. 5-2) byl úhel, ve kterém se budou kloubové tyče nacházet vůči pracovní desce, zvolen 45°.



Obr. 5-6 Řez posuvným mechanismem

Pro zajištění posuvného pohybu pak byly zvoleny pojezdy CGH25CA, ty umožňují posuvu při vysokých axiálních zatížení či kroutících momentech. Dále je tento model možné vybavit těsněním, které zabráňuje vstupu nečistot do mechanismu pojezdu a činní ho tak vhodným pro chod v prašném prostředí[9].



Obr.5-7 Ukázka typů těsnění pro pojezd CGH25CA [9]

Protikusem tohoto pojezdu jsou poté ližiny CGR typu T. V těchto ližinách se ze spodní strany nachází závity pro šroub M6 v rozteči 60mm(viz Obr.5-6).[9]

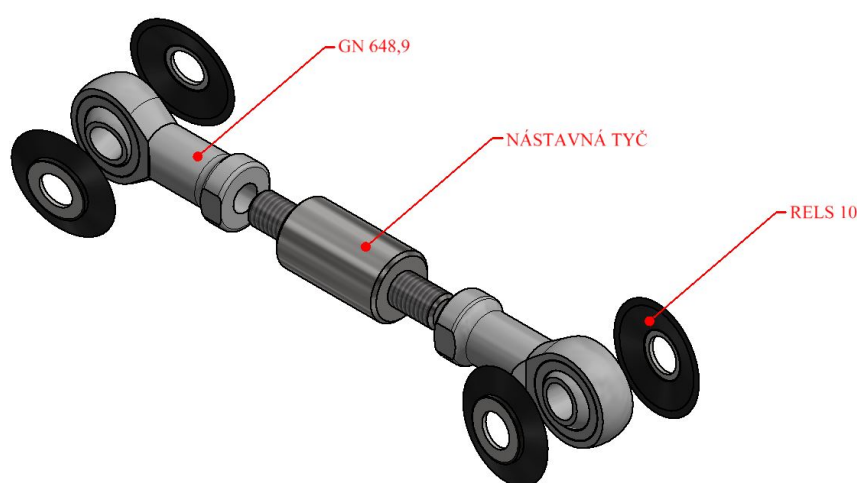
Tlumení vibrací

Pro tlumení vibrací byly namísto pružin zvoleny silentbloky. Díky velké škále velikostí a tvarů v kombinaci s uložením v plechové základně „U“, je tak dosaženo jisté možnosti nastavení tuhosti samotného tlumení v závislosti na tom jaké bloky se použijí. Pro požadavek manipulace se 75kg zátěže byly nakonec zvoleny silentbloky DVA.5-30-30-M8-70(viz Obr. 5-6). [11].

Kloubová tyč a její upevnění

Jak je vidět na obrázku 5-5, je zapotřebí také navrhnout samotný kloubový spoj. Při jeho hledání však bylo zjištěno, že i přesto že kloubové spoje existují, tak ani zdaleka nedosahují potřebných pevnostních požadavků pro jejich implementaci do konstrukce. Způsob jakým se tento problém dá obejít je zkombinovat dva rotační spoje, které jsou vůči sobě kolmé. Díky tomu je tak možné dosáhnout podobné volnosti jako má kloub.

Tuto problematiku již do jisté míry řeší takzvaná kloubová ložiska. Jedná se o typ samomazných kluzných ložisek, která mají kulový tvar jenž je ořezán po obou stranách a následně usazen do kruhového pouzdra. Díky tomu tak získávají nejen možnost hladké rotace, ale také náklonu až 11° , který vzhledem k malým pohybům pojezdů je plně dostačující jako zmíněná rotace okolo druhé osy.



Obr.5-8 Rozpad kloubové tyče

Vzhledem k únosnosti a ceně poté byly vybrány samomazná kloubová ložiska GN 648,1-10-W, s dynamickou únosností až 14kN[19]. Pro zajištění jejich chodu i za prašného prostředí je nutné k těmto ložiskům také dokoupit těsnění RELS 10 (viz Obr. 5-8)[13]. Tato ložiska jsou poté našroubována na vysoustruženou tyč a následně upnuta do přídržného svařence (viz Obr. 5-6) a upevňovacího disku (viz Obr. 5-3) za pomoci lícovaných šroubů M10.

Vibrační motor

V kapitole 2 byla představena velká škála vibračních motorů, které můžeme k hlavě připojit. Vibrační stoly nejčastěji používají elektrické vibrační motory. Ty byly však promoji aplikaci příliš velké. Z tohoto důvodu byl zvolen turbínový vibrační motor, který dosahuje vysokých frekvencí a disponuje mnohonásobně větší odstředivou silou než li elektrický vibrátor ve stejné velikostní kategorii.

Dále je u motoru nutné uvažovat nad jeho samotnou silou, kde i přesto že je potřeba nadimenzovat celou konstrukci na zatížení 75kg je nutné brát v potaz fakt, že nejčastěji jsou vyklepávány díl o váze 35kg. Je tedy nutné navrhnout motor který při normálním chodu má dostatečnou sílu pro vyklepávání dílů o váze 35kg a při zvýšení tlaku dokáže svoji sílu navýšit až pro zátěž 75kg.

Z tohoto důvodu byl zvolen motor Pneutrol International limited s označením OT-10, jenž u nás prodáván firmou HAS a.s. Ten je při váze pouhých 0,22kg schopen při tlaku 4 bary a spotřebě vzduchu 81 l/min vytvořit moment o velikosti 171kg[7]. Síla se poté spočítá jako:

$$F_{\omega} = mF_{\omega} \cdot g = 171 \cdot 9,81 = 1677,51 \text{ N} \quad (1)$$

Kde :

$mF_{\omega}[\text{kg}]$ Váhový moment vibračního motoru

$g \quad [m \text{ s}^{-2}]$ Gravitační zrychlení

Váha hlavy

Tabulka 1 Váha hlavy

Díl	Počet kusů	hmotnost [kg]
Pracovní deska	1	14
U plech	3	1,3
přídržná deska	3	0,8
CGR25T	3	1,21
CGH25CA	3	0,36
DVA.5-30-30-M8-70	6	1,2
vibrační motor	3	0,58
Lícovaný šroub 8x16 ISO 7379	3	0,2
M 8x14 DIN7684	6	0,32
M6x25 DIN 7984	3	0,1
AMF 6313K	4	1,78
Platforma SML 280	1	14
Celkem		35,85

Označení daných dílů v Tab. 1) poté koresponduje s obrázky 5-3. Dále se na hlavě nachází další spojovací prvky v podobě podložek a matic. Váha těchto dílů je odhadována na 0,3kg. Celková hmotnost je poté složena z hmotnosti hlavy (Tab. 1) a maximální požadované únosnosti 75kg, v požadované únosnosti se ale nachází také váha platformy.

$$m_C = m_{HLAVA} + m_{NOSNOST} + m_{DÍLY} - m_{PLATFORA}$$

$$m_C = 35,85 + 75 + 0,3 - 14 = 97,15 \text{ kg} \quad (2)$$

A celková tíhová síla se tedy bude rovnat

$$F_G = m_C \cdot g = 97,15 \cdot 9,81 = 953,0415 \text{ N} \quad (3)$$

Kde:

$m_C[\text{kg}]$ Celková hmotnost

Jak je možné vidět z výsledků rovnice (1) a (3), síla vibračního motoru je skoro dvojnásobně větší, než-li gravitační síla od vibrační hlavy. Díky tomu by měl být zajištěn pohyb/vibrace celého mechanismu.

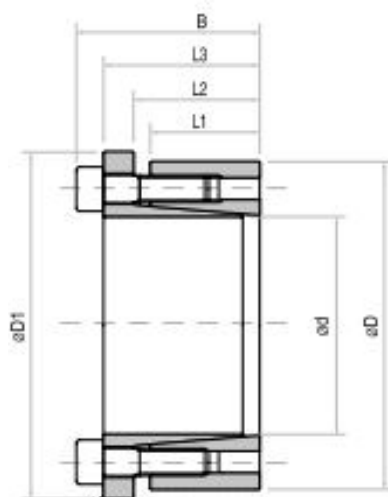
5.1.3 Upevnění na hřídeli

V prvním návrhu bylo spojení hřídele s nábojem realizováno perem. Avšak to by vytvořilo velmi nebezpečné kritické místo. Byl proto zvolen typ neinvazivního spoje v podobě svěrného pouzdra. Jak lze vidět v Tab. 2 tak hodnota síly v axiálním směru, která je zapotřebí pro zánik tohoto spoje je mnohonásobně vyšší než-li hodnoty axiálních sil kterých je možné při manipulaci dosáhnout.

Tabulka 2 Rozměry svěrného pouzdra[20]

rozměry					
dxD	L1	L2	L3	B	D1
mm					
40x65	26	30	41	47	71

šroub DIN 912	Utahovací moment	Krouticí moment	Axiální síla	
	MS	Mt	Fa	
	[Nm]	[Nm]	[kN]	[kg]
8xM6	17	90	45	0,6



Obr.5-9 Svěrné pouzdro[20]

5.1.4 Kontrola šroubového spoje

Silový rozpad základny

Největší zatížení šroubového spoje vzniká při otočení hlavy o 180° (Obr.5-2). Pro ulehčení je model hlavy převeden na nosníkovou konstrukci jejíž podpory jsou umístěny do místa pojezdu. Maximální síla poté nastane ve chvíli kdy jak gravitační síla, tak odstředivá síla motoru budou působit stejným směrem.

$$F_{cmax} = F_\omega + F_G = 2856,18 \text{ N} \quad (4)$$

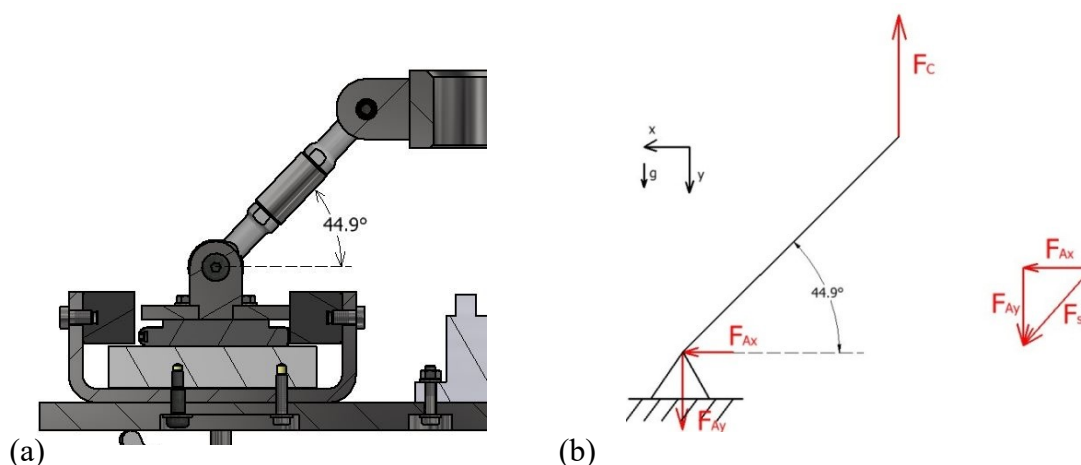
Minimální síla poté nastává ve chvíli kdy gravitační síla a odstředivá síla působí proti sobě:

$$F_{cmin} = F_G - F_\omega = -950,1 \text{ N} \quad (5)$$

V ideálním případě nebude vznikat vyosení těžiště, tudíž by výpočet reakčních sil v ose y (viz Obr. 5-10), byl roven maximální síle podělené počtem základen. Avšak je nutné do toho výpočtu zahrnout možný posun těžiště dílu.

Před začátkem je však potřeba objasnit již několikrát opomínanou podmínku únosnosti 75kg a co vlastně vedlo k jejímu určení. Tato hodnota vyjadřuje maximální zaplnění celého pracovního prostoru Platforma SML 280, tedy prostor o rozměrech 280x280x300mm. Těžiště tohoto dílu by se tedy mělo nacházet v ose rotace. Avšak je nutné do jisté míry předpokládat že by mohlo dojít k vyosení. Hodnota tohoto vyosení pak byla stanovena na 50mm.

Vzhledem k tomu, že při předpokladu jak vyosení, tak natáčení kloubových ložisek při zatěžování, by výpočet vedl na komplexní silový rozpad 3D nosníkové konstrukce, bylo od jejich zahrnutí do výpočtu upuštěno. Aby však nedošlo k nebezpečí toho, že při nezahrnutí těchto hodnot dojde ke kontrolám bezpečnosti, které nebudou platné, bude předpokládáno, že veškerá síla jak od hmotnosti obrobku, tak od vibračního motoru, působí pouze na jednu základnu. To by mělo zajistit mnohonásobně vyšší zatížení, než které by jinak nastalo.



Obr.5-10 Upevnění desky k pojezdu; (a) řez; (b) rozklad sil

$$F_{Aymax} = F_{cmax} = 2856 \text{ N} \quad (6)$$

$$F_{Axmax} = \frac{F_{Aymax}}{\tan(44,9^\circ)} = 2866,17 \text{ N} \quad (7)$$

$$F_{smax} = \frac{F_{Axmax}}{\cos(44,9^\circ)} = 4032,21 \text{ N} \quad (8)$$

$$F_{Aymin} = F_{cmin} = -950,1 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{Axmin} = \frac{F_{Aymin}}{\tan(44,9^\circ)} = -953,4223 \text{ N} \quad (10)$$

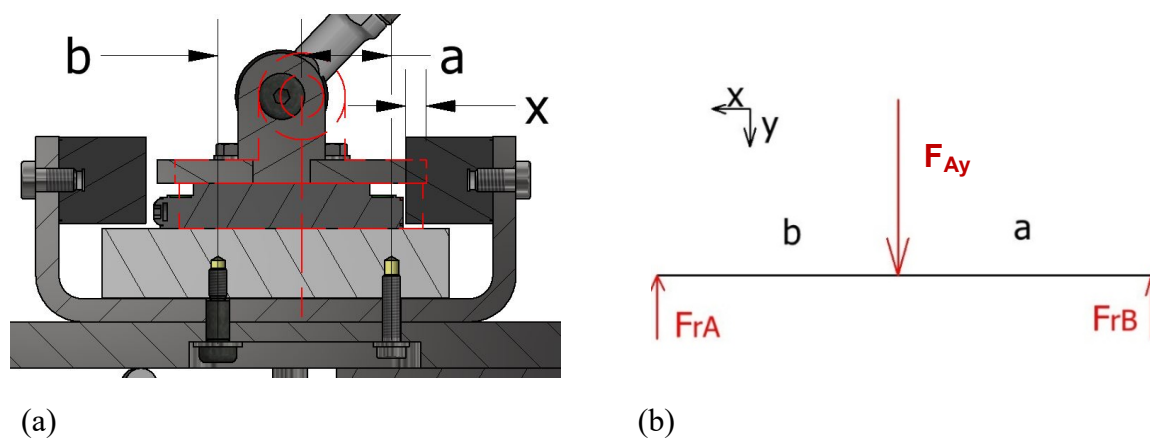
$$F_{smin} = \frac{F_{Aymin}}{\cos(44,9^\circ)} = -1341,3053 \text{ N} \quad (11)$$

Kde:

F_{Axmax} [N]	Maximální síla působící na pojezd v ose x
F_{Aymax} [N]	Maximální síla působící na pojezd v ose y
F_{smax} [N]	Maximální tažná síla v nosníku
F_{Axmin} [N]	Minimální síla působící na pojezd v ose x
F_{Aymin} [N]	Minimální síla působící na pojezd v ose y
F_{smin} [N]	Minimální tažná síla v nosníku

Rozpad šroubů

Při zatížení (viz Obr 5-10) působí síla F_{Axmax} na vnitřní silentblok, ten se deformuje přibližně o $x = 7\text{mm}$. Je tedy nutné tento posun započítat do celkového rozložení síl ve šroubech.



Obr.5-11 Rozpad šroubů; (a) ukázka posunu pojezdu; (b) silový rozpad

Reakční síly působících na jednotlivé šrouby poté spočítáme vztahy [16]:

$$F_{r\dot{s}Amax} = \frac{F_{Aymin} \cdot b}{a+b} = \frac{2856 \cdot 29}{31+29} = 1380,5 \text{ N} \quad (12)$$

$$F_{r\dot{s}Amin} = \frac{F_{Aymin} \cdot b}{a+b} = \frac{-950,1 \cdot 29}{31+29} = -459,21 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{r\dot{s}Bmin} = \frac{F_{Aymin} \cdot a}{a+b} = \frac{2856 \cdot 31}{31+29} = 1475,69 \text{ N} \quad (14)$$

$$F_{r\dot{s}Bmin} = \frac{F_{Aymin} \cdot a}{a+b} = \frac{-950,1 \cdot 31}{31+29} = -490,88 \text{ N} \quad (15)$$

kde:

a [mm] Vzdálenost síly od šroubu M6

b [mm] Vzdálenost síly od lícovaného šroubu

I přesto že síly působící na lícovaný šroub má oslabení v místě ukončení závitu a působí na něj vyšší síly, tak budeme kontrolovat šroub M6. Důvodem je nižší pevnostní třída tohoto šroubu.

Vlastnosti šroubu M6x25 DIN 7984

Tabulka 3 základní rozměry a hodnoty šroubu M6

Jmen. průměr	Rozteč P	Průměry závitu				pevnostní třída 5,8[MPa]		Délky		podložka	
		d=D	d2=D2	d1=D1	d3	Re	Rm	lg	lb	dp	h
6	1	6	5,35	4,917	4,77	400	500	3	22	12,5	1,6

Výpočtový průřez šroubu je pak [16]:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d2+d3}{2} \right)^2 = 20,129 \text{ mm}^2 \quad (16)$$

kde:

d2 [mm] Střední průměr šroubu

d3 [mm] Malý průměr šroubu

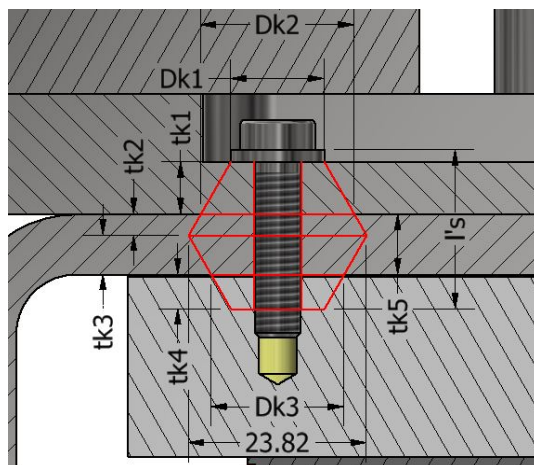
Průřez díku:

$$S_D = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = 28,27 \text{ mm}^2 \quad (17)$$

kde :

d [mm] Jmenovitý průměr šroubu

Tuhost šroubového spoje



Obr.5-11 Zakreslení dutého kolmého dvojkužele

Pro výpočet tuhosti šroubového spoje je nutné vypočítat účinná svěrná délku šroubového spoje. Ta se vypočítá jako [16] :

$$l'_s = tk1 + tk5 + h + \frac{d}{2} = 7 + 8 + 1,6 + \frac{6}{2} = 19,6 \text{ mm} \quad (18)$$

Kde:

$tk1$ [mm] Tloušťka stěny pracovní desky

$tk5$ [mm] Tloušťka ohýbaného plech

h [mm] Výška podložky

Tuto hodnotu poté dosadíme výpočtu délky závitové části šroubu:

$$l_b = l'_s - l_g = 19,6 - 3 = 16,6 \text{ mm} \quad (19)$$

Kde:

l_g [mm] Délka dříku závitu

Celková tuhost šroubu se poté vypočítá jako:

$$k_s = \frac{S_d \cdot A_s \cdot E1}{S_d \cdot l_b + A_s \cdot l_g} = \frac{28,27 \cdot 20,129 \cdot 250000}{28,27 \cdot 16,6 + 20,129 \cdot 3} = 2,25 \cdot 10^5 \quad (20)$$

Kde:

$E1$ [MPa] Modul pružnosti v tahu

Jak si můžeme povšimnout na obrázku 5-11, celkový výpočet tuhosti součástí je rozdělen do čtyř dutých kuželů, jehož stoupání bylo zvoleno 30°. Rozměry jednotlivých částí poté byly zapsány do tabulky 4

Tabulka 4 Rozměry dutých kuželů

Typ kužele	Průměry		Výšky	
horní kolmý kužel 1	Dk1	12,5	tk1	7
horní kolmý kužel 2	Dk2	20,58	tk2	2,8
dolní kolmý kužel 1	Dk3	15,96	tk3	6
dolní kolmý kužel 2	Dk4	12,5	tk4	3

Tuhost jednotlivých kuželů se poté vypočítá podle vztahu:

$$k_{p1} = \frac{\pi \cdot E1 \cdot d \cdot \tan(30^\circ)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot tk1 \cdot \tan(30^\circ) + Dk1 - d) \cdot (Dk1 + d)}{(2 \cdot tk1 \cdot \tan(30^\circ) + Dk1 + d) \cdot (Dk1 - d)} \right]} = 5,1294 \cdot 10^6 \quad (21)$$

$$k_{p2} = \frac{\pi \cdot E1 \cdot d \cdot \tan(30^\circ)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot tk2 \cdot \tan(30^\circ) + Dk2 - d) \cdot (Dk2 + d)}{(2 \cdot tk2 \cdot \tan(30^\circ) + Dk2 + d) \cdot (Dk2 - d)} \right]} = 2,6739 \cdot 10^7 \quad (22)$$

$$k_{p3} = \frac{\pi \cdot E1 \cdot d \cdot \tan(30^\circ)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot tk3 \cdot \tan(30^\circ) + Dk3 - d) \cdot (Dk3 + d)}{(2 \cdot tk3 \cdot \tan(30^\circ) + Dk3 + d) \cdot (Dk3 - d)} \right]} = 9,008 \cdot 10^6 \quad (23)$$

$$k_{p4} = \frac{\pi \cdot E1 \cdot d \cdot \tan(30^\circ)}{\ln \left[\frac{(2 \cdot tk4 \cdot \tan(30^\circ) + Dk4 - d) \cdot (Dk4 + d)}{(2 \cdot tk4 \cdot \tan(30^\circ) + Dk4 + d) \cdot (Dk4 - d)} \right]} = 8,9431 \cdot 10^6 \quad (24)$$

Tyto jednotlivé tuhosti mohou být považovány za soustavu sériově zapojených pružin. Celková tuhost tedy nebývá podoby:

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{k_{p1}} + \frac{1}{k_{p2}} + \frac{1}{k_{p3}} + \frac{1}{k_{p4}}} = \frac{1}{\frac{1}{5,1294 \cdot 10^6} + \frac{1}{2,6739 \cdot 10^7} + \frac{1}{9,008 \cdot 10^6} + \frac{1}{8,9431 \cdot 10^6}}$$

$$k_p = 2,1969 \cdot 10^6 \quad (25)$$

Tuhostní konstanta spoje

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} = \frac{2,25 \cdot 10^5}{2,25 \cdot 10^5 + 2,1969 \cdot 10^6} = 0,0931 \quad (26)$$

Volba síly předpětí

Maximální sílu předpětí můžeme najít v tabulkách, avšak daný spoj nebylo nutné předepínat do těchto hraničních hodnot, při nich v kombinaci s cyklickým namáháním může docházet k otlacení v závitech. Z toho důvodu využijeme vzorce pro doporučené předpětí.

První je tedy nutné vypočítat zkušební napětí:

$$S_p = 0,85 \cdot R_e = 0,85 \cdot 400 = 340 \text{ MPa} \quad (28)$$

Kde:

R_e [MPa] Mez kluzu šroubu M6

To lze dosadit přímo do výpočtu doporučeného předpětí (29). V praxi se zde můžeme setkat s dvěma násobiteli. Prvním je 0,75, ten je používán pro rozebíratelné spoje. Častokrát se tato hodnota uvádí právě jako maximální dovolené předpětí. Druhý je 0,90, který je používán pro nerozebíratelné spoje. Jelikož ani jeden není pro mou aplikaci vhodný, volím tento násobek 0,45. Konečná rovnice tedy dostává podobu:

$$F_i = 0,45 \cdot A_s \cdot S_p = 0,5 \cdot 20,129 \cdot 340 = 3078,50 \text{ N} \quad (29)$$

Bezpečnost vůči zániku sevření

Vzhledem k funkčnosti spoje je nutné zkontrolovat, zdali v tomto případě nedojde k zániku sevření.

$$k_o = \frac{F_i}{F_{r\dot{s}Amax} \cdot (1-C)} = \frac{3078,50}{1380,487 \cdot (1-0,0931)} = 2,458 \quad (30)$$

U tohoto spoje tak nedojde k rozpojení, tedy za předpokladu, že nedojde k velkému sednutí spoje.

Kontrola šroubu vzhledem k MSÚ

Pokud se hlava nachází ve spodní poloze (viz Obr.5-2), pak je zatěžována konstantní gravitační silou od hmotností hlavy, a proměnlivou silou od vibračního motoru. Ten bude vytvářet, vzhledem k ose y, nesouměrně střídavý cyklus jehož maximální a minimální hodnoty budou dosahovat velikostí (viz rovnice (12-15)).

Pro jmenovitý průměr šroubu M6 se však v tabulkách nenachází korigovaná mez únavy a je jí tedy nutno dopočítat. Jednotlivé součinitele Marinovy rovnice jsou poté[16]:

$$\text{Součinitel vlivu jakosti povrchu} \quad k_a = 0,9316 \quad (31)$$

$$\text{Součinitel vlivu velikosti tělesa} \quad k_b = 1 \quad (32)$$

$$\text{Součinitel vlivu způsobu zatěžování} \quad k_c = 1 \quad (33)$$

$$\text{Součinitel vlivu teploty} \quad k_d = 1 \quad (34)$$

$$\text{Součinitel vlivu spolehlivosti} \quad k_e = 0,814 \quad (35)$$

$$\text{Součinitel ostatních vlivů} \quad k_f = 1 \quad (36)$$

Korigovaná mez únavy šroubu je pak dána vztahem[16]:

$$\sigma'_{C\dot{s}} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{C\dot{s}}$$

$$\sigma'_{C\dot{s}} = 0,9316 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,504 \cdot 500 = 191,104 \text{ MPa} \quad (37)$$

Kde:

R_m [MPa] Mez pevnosti v tahu šroubu M6

Předpokládaná výroba závitu je řezání, a proto dle tabulek je součinitel vrubu[16]:

$$\beta_s = 2,8 \quad (38)$$

Korigovaná mez únavy se zahrnutím vlivu vrubu pak je[16]:

$$\sigma_c^x = \frac{\sigma_{Co}'}{\beta_s} = \frac{191,104}{2,8} = 68,25 \text{ MPa} \quad (39)$$

V tuto chvíli bylo možné zvolit několik možností jakými se dopracovat k nominálním napětím. Vzhledem k tomu že nebylo nutné vykreslovat pracovní diagram, tak odpadly výpočty zatížení spojů v provozním stavu.

K dopočtení amplitudy a středního nominálního napětí pak stačí vypočítat minimální a maximální provozní síly převáděné šroubem. K těm využijeme už nám známé hodnoty zatížení z vťahů (12-13) a celkový výpočet pak bude vypadat následovně[16]:

$$F_{Smax} = Fi + C \cdot F_{r\dot{s}Amax} = 3078,50 + 0,0931 \cdot 1380,5 = 3207,03 \text{ N} \quad (40)$$

$$F_{Smin} = Fi + C \cdot F_{r\dot{s}Amin} = 3078,50 + 0,0931 \cdot (-459,2) = 3035,75 \text{ N} \quad (41)$$

Napětí ve šroubu od síly předpětí je dáno vztahem[16]:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} = \frac{3078,50}{20,129} = 153 \text{ MPa} \quad (42)$$

Amplituda a normálové napětí je poté :

$$\sigma_{a\dot{s}} = \frac{F_{Smax} - F_{Smin}}{2 \cdot A_s} = \frac{3207,03 - 3035,75}{2 \cdot 20,129} = 4,25 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$\sigma_{m\dot{s}} = \frac{F_{Smax} + F_{Smin}}{2 \cdot A_s} = \frac{3207,03 + 3035,75}{2 \cdot 20,129} = 155,14 \text{ MPa} \quad (44)$$

Pro kontrolu tohoto cyklického namáhání bylo použito Goodmanovokriterium, které je zobrazeno v Haigově diagramu přímkou vedoucí z σ_c^x do R_m . Pomocí tohoto kritéria je odvozen vztah pro mezní amplitudu[16]:

$$\sigma_{A\dot{s}} = \frac{\sigma_c^x \cdot (R_m - \sigma_i)}{R_m + \sigma_c^x} = \frac{68,25 \cdot (500 - 153)}{500 + 68,25} = 41,68 \text{ MPa} \quad (45)$$

Nyní je tedy možné porovnat amplitudu vůči mezní amplitudě a součinitel bezpečnosti vzhledem k MSÚ bude [16]:

$$k_u = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{41,68}{4,25} = 9,8 \quad (46)$$

Tento spoj je tedy velmi předimenzovaný vůči cyklickému namáhání.

Kontrola otláčení

Z důvodu vysokých sil, které působí na šroub, bylo nutné provést kontrolu vůči otláčení v závitu. K tomu bylo nutné znát plochu, která představuje mezikružní mezi nejmenším průměrem závitu v ližině a největším průměrem šroubu. Pro zjednodušení výpočtů byla tato hodnota převedena na čtverec, kde délka stran odpovídá kružnici o průměru d_2 a nosné výšce závitu H_1 . Šroub je 6mm zapuštěný do ližiny a má rozteč 1 (viz Tab 3). Celkový vzorec pak dostává podobu:

$$S_t = \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d-D_1}{2} \cdot z = \pi \cdot 5,35 \cdot \frac{6-4,917}{2} \cdot 6 = 54,6 \text{ mm}^2 \quad (47)$$

Kde:

D_1 [mm] Malý průměr matice

Otláčení se poté počítá jako maximální síla ve šroubu působící na plchu:

$$p = \frac{F_i + F_{r\dot{s}Amax}}{S_t} = \frac{3780,5 + 1380,5}{54,6} = 81,65 \text{ MPa} \quad (48)$$

Dovolené otláčení pak získáme:

$$p_{dov} = 0,25 \cdot R_e = 0,25 \cdot 400 = 100 \text{ Mpa} \quad (49)$$

Součinitel bezpečnosti vůči otláčení je:

$$k = \frac{p_{dov}}{p} = \frac{100}{81,65} = 1,22 \quad (50)$$

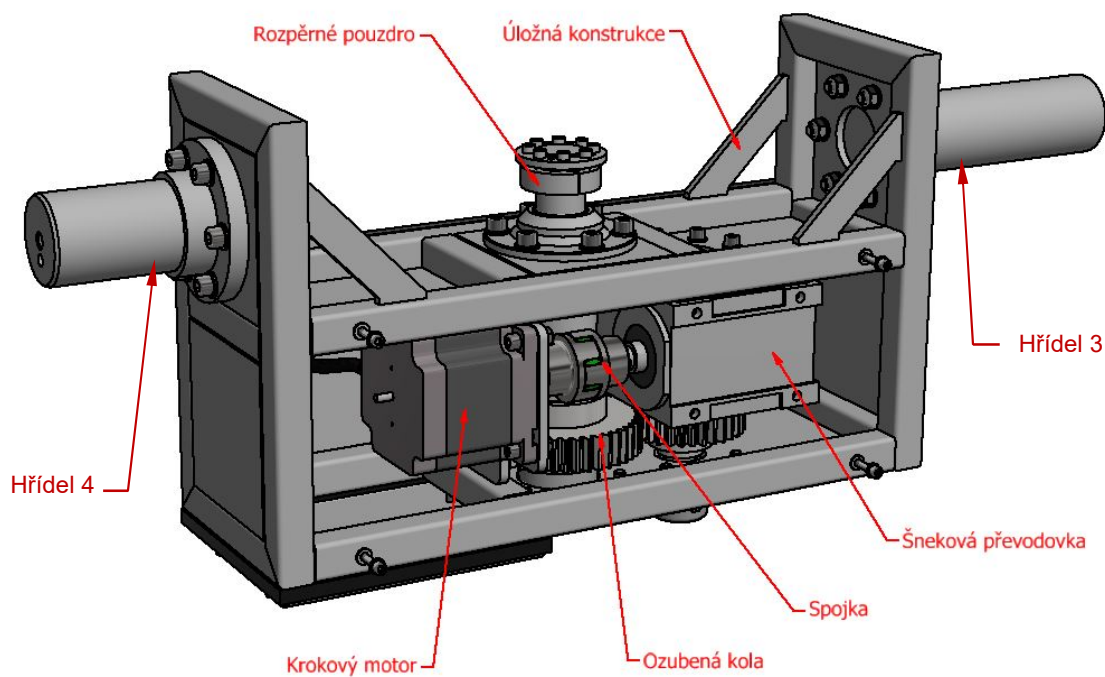
Spoj tedy vyhovuje i z hlediska otláčení v závitech.

Veškeré výpočty byly provedeny pro extrémní případ zatížení, ke kterému však v praxi nebude docházet. Vzdálenost mezi pojezdem a středem otáčení je totiž 155mm a maximální vyosení těžiště bylo stanoveno na 50mm. Z tohoto hlediska jsou veškeré bezpečnosti mnohonásobně větší.

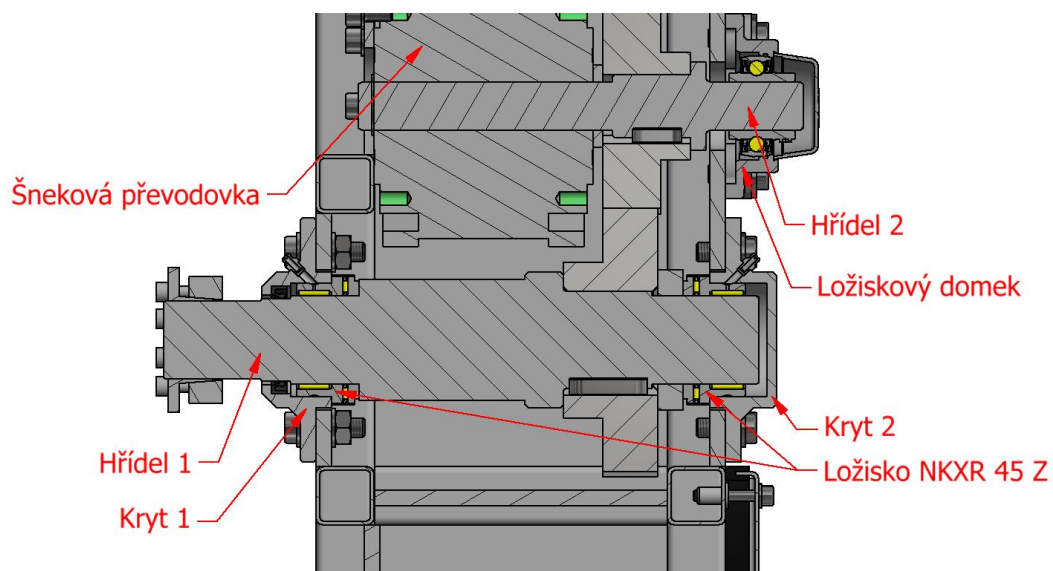
Nelze však zvolit menší šroub pro optimalizaci spoje. Velikost M6 je totiž dána ližinou CGR25T. Vzhledem k tomu že se však jedná pouze o kusovou výrobu tak není nutné se zabývat velkým předimenzováním.

Na základě předpokladu že síly budou rovnoměrněji rozděleny, je však možné předepsat vyšší sílu předpětí tak aby se předešlo zániku sevření z důvodu sedání spoje.

5.2 Konstrukce ramene



Obr. 5-12 Mechanismus ramene s odkrytým víkem

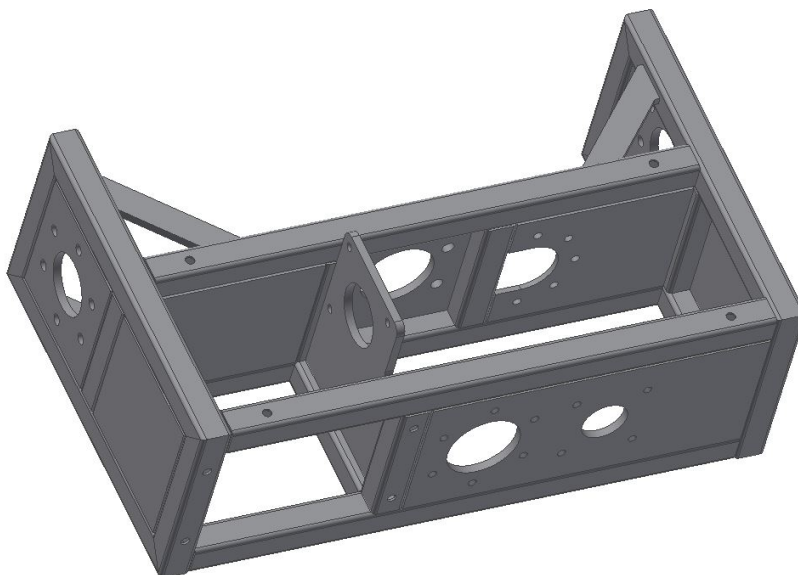


Obr. 5-13 Řez ramene

Na obrázku je ukázán řez mechanismem prvního převodového stupně, který se v rameni nachází.

5.2.1 Úložná konstrukce

Jedná se o rám, ve kterém bude uložen celý mechanismus, jenž ovládá rotaci hlavy okolo první osy. Ten jak je možné vidět na obrázku 5-12 a 5-13 je tvořen dvěma hřídelemi, ložisky a jejich uložením, ozubenými koly, šnekovou převodovkou a v neposlední řadě také spojkou a motorem.



Obr 5-14 Svařenec úložné konstrukce

Konstrukce jednotlivých dílů úložné konstrukce byly voleny tak aby byla jejich výroba co možná nejlevnější a nejsnazší. Skládá se tak pouze ze dvou typů komponentů, a to z dutých čtvercových profilů o velikosti 30x30x2 a poté plechů o tloušťce 8mm. Důvod proč byly využity právě plechů je ten, že je možné je relativně levně a přesně nařezat pomocí vodního paprsku. Alternativou této konstrukce by poté byl odlitek, avšak cena takového dílu by se pohybovala řádově mnohonásobně výše.

Jednotlivá uložení a typy spojení pak budou rozebrána v sekci Sestavení ramene.

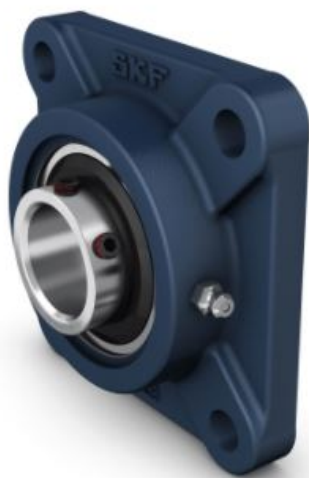
Ložiska

Jedním z prvků, které nejvíce ovlivnily velikost konstrukce se nakonec stala právě ložiska. Jak je možné vidět na obrázku 5-13 a 5-15 v tomto případě se jedná se o speciální typ, který kombinuje jak radiální tak axiální ložiska. Jejich vlastnosti pak jsou podobné jako vlastnosti ložisek kuželíkových, avšak s jedním velkým plus a tím je vnější průměr. Velikost vnějšího průměru kuželíkových ložisek pro stejný průměr hřídele se pohybuje okolo 75mm, zatím co u ložisek NKXR 45 Z je tento průměr pouhých 55mm [17]. Díky tomu není nutné navyšovat šířku už tak velkého ramene.



Obr. 5-15 Částečný řez ložiskem NKXR 45[17]

Druhý typ ložisek, který na obrázku 5-13 můžeme vidět jsou valivá kuličková ložiska. Častokrát se tato ložiska dají koupit samostatně, avšak firma SKF je prodává již přímo zakomponované do takzvaných ložiskových domků. Ty jsou reprezentovány litinovým pouzdrem, již zmiňovaným kuličkovým ložiskem a vnitřním kroužkem, ve kterém se nachází šroubky pro jeho upevnění na hřídel. Byl tak zvolen ložiskový domek UCF 208 [21].



Obr. 5-16 Ložiskový domek UCF 205[21]

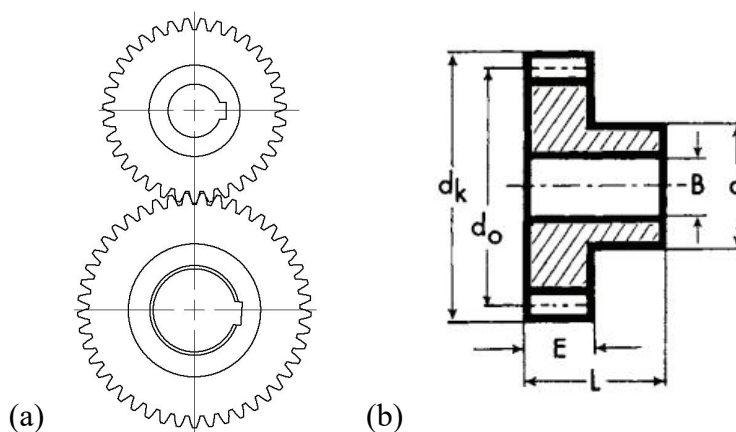
Dále je možné k těmto domkům dokoupit krytování ECY 205, které zajistí, aby opět nedocházelo ke vnikání prachu do ložiska[21].

Ozubený převod

Pro přenesení krouticího momentu z hřídele 1 na hřídele 2 je využito Ozubených kol s přímými zuby. Převodový poměr je 0,78 a vzdálenost os je 122. Z důvodu malých krouticích momentů není zapotřebí toto ozubení kontrolovat. Jako polotovar, byla zvolena čelní ozubená kola s nábojem od firmy TEA technic do kterých je poté pouze nutné vyhloubit díru pro hřídel a drážku pro pero. Material tohoto ozubení je pak dle katalogu C43 [22].

Tabulka 5 Hodnoty ozubených kol

	Modul	Počet zubů	B	d	dk	do	L	E
Pastorek 1	3	35	16	70	111	105	50	30
Kolo 1	3	45	20	90	141	135	50	30



Obr. 5-17 Ozubená kola; (a) ukázka kol v rameni; (b) polotovar firmy TEA technic[22]

Šneková převodovka

Šneková převodovka v tomto mechanismu zastává 2 zásadní funkce. První je samotný převodový poměr, ten se může pohybovat od 1/5 a do 1/100 a to za předpokladu stejné velikosti převodové skříně. Druhým je výhoda samotné konstrukce šnekové převodovky, která spočívá v šnekovém kolu, které je vůči ozubenému kolu otočeno o 90° a přsměrovává tak směr ve kterém musí být umístěn motor. Dále do jisté míry zajišťuje přenos krouticího momentu pouze jedním směrem. Jinými slovy, šnekové kolo může přenést odvalováním krouticí moment na kolo ozubené, ale ozubené kolo nedokáže tento moment v takové míře přenést zpátky. Díky tomu tak není nutné při následném výběru motoru řešení příliš silného brzdného systému. Jedinou nevýhodou je tak účinnost, ta se kvůli tření mezi šnekovým a ozubeným kolem pohybuje v rozmezí 40-70% v závislosti na převodovém poměru a typu maziva.



Obr. 5-18 Převodovka CHMR63[4]

V tomto případě byla zvolena převodovka CHMR 63 převodovým poměrem 1/20. Ta je v České republice prodávána firmou CHIARAVALLI, která jí nabízí hned v několika typech s volitelnou možností jak umístění hřídele, tak výběr různých nastavných vík a těsnění[4].

Spojka

Jelikož by při zapojení motoru přímo do převodové skříně došlo k jeho zasahování do hřídele 1, bylo nutné od sebe tyto 2 prvky oddálit a spojit je spojkou. V tomto případě se jedná o spojku od firmy ROTEX. A to tedy ROTEX standart size19[15]. Kdy výhodou tohoto typu spojek je jejich schopnost tlumit vibrace a nárazové momenty.



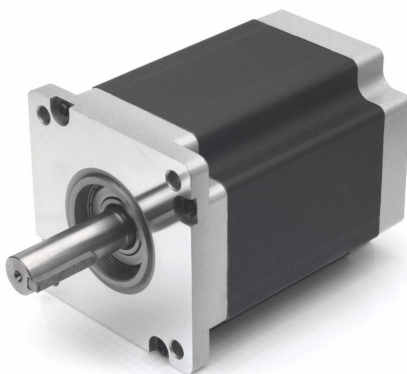
Obr. 5-19 Spojka Rotex [15]

Jak již bylo zmiňováno při konstrukci hlavy, je nutné zahrnout možné vyosení těžiště dílu, To by následně mohlo vytvářet nerovnoměrné kroutící momenty, což by vedlo k jejich teoretickému přenosu přes šnekovou převodovku až do motoru. I přesto že je předpokládáno, že tyto momenty budou takměř nulové, bylo vhodné se vůči nim pojistit.

Motor

Jak bylo při volbě převodovky již nastíněno, šnekové převodovky do jisté míry zabraňují do jisté míry přenosu kroutícího momentu z hnané hřídele na hnací. I přesto je však doporučováno aby motor, který je na ní napojen byl zajištěn dodatečným brzdovým systémem.

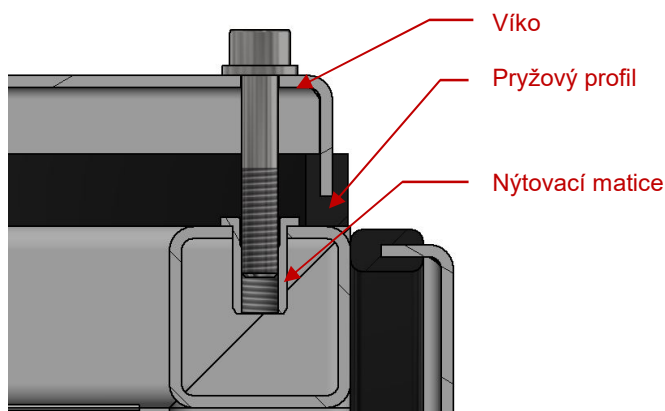
Abych tak nemusel do návrhu zahrnovat jak motor, tak brzdu, rozhodl jsem se pro využití krokových motorů. Ty se vyznačují zejména vysokými kroutícími momenty při relativně nízkých otáčkách a právě schopností držet kroutící moment při zastavení. Byl tak zvolen krokový motor NEMO 42 s označením HY 2004270 0340 [12].



Obr. 5-20 krokový motor NEMO 42[12]

Utěsnění ramene

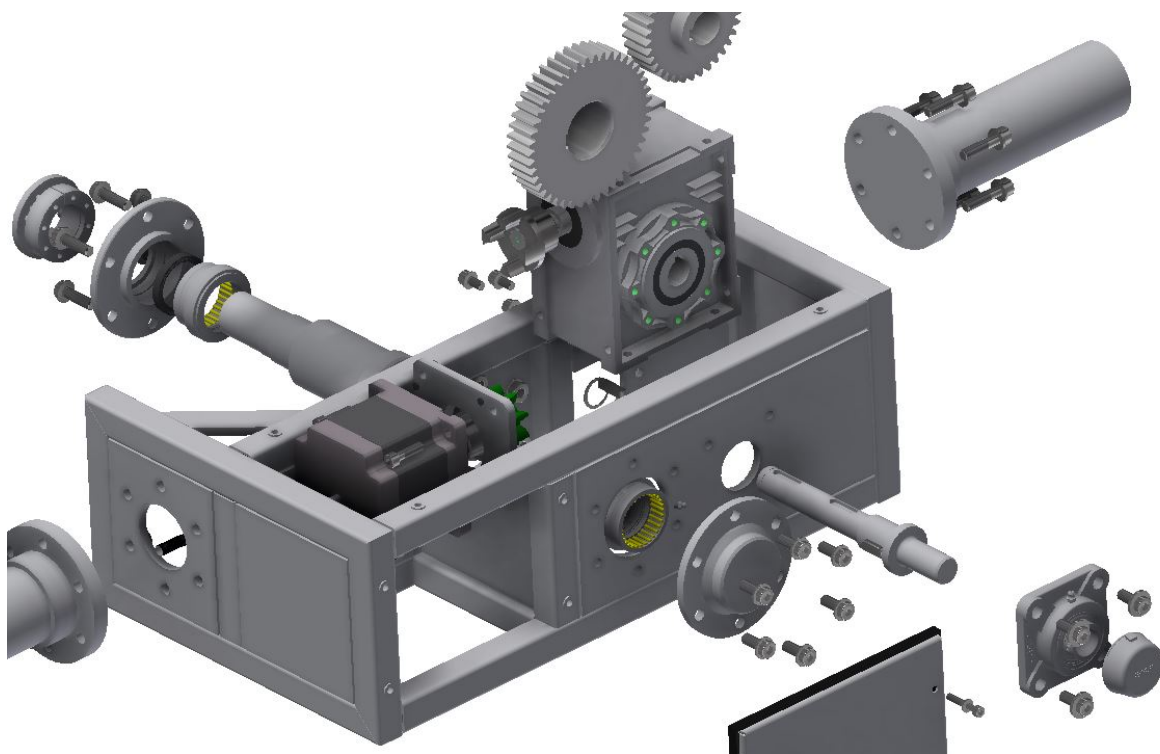
Plech tloušťky 2mm je ohnut do tvaru vaničky, a na jeho okraj je lepidlem připevněn pryžový profil tvaru „U“ od firmy NBR. V nosné konstrukci se poté nachází nýtovací matice, do kterých jsou skrze vaničku uchyceny šrouby M6 ČSN 3932 (viz Obr. 5-21). Po jejich přitažení poté dojde k dosednutí pryžových profilů na bok úložné konstrukce.



Obr. 5-21 Řez šroubovým spojem a těsnícího víka

Sestavení ramene

Prioritně je nutné zajisti uložení hřídele 1, toho je docíleno za pomoci dvou vík, kterými je připevněna k úložné konstrukci. V zadní straně této konstrukce by byly vyhloubeny závity do kterých bude víko 2 přichyceno šrouby M10 DIN 7984. V tomto víku se budou nacházet normalizované díry dle normy ČSN EN 20273 o průměru 12mm (viz Obr. 5-22). Víko 1 pak bude v přední straně úložné konstrukce opět upevněno za pomoci šroubů M10, které budou procházet normalizovanými dírami, tyto díry se však tentokrát budou nacházet i v úložné konstrukci a protikusem šroubů tak budou matice M10 ČSN 3128. Důvodem těchto uložení je snaha o zajištění mírné volnosti pohybu při spojování, za účelem složitelnosti komponentu. Při svařování konstrukcí, totiž dochází k mírným odchylkám v důsledku špatného dosedání stykových ploch či mírnému pokroucení svařovaných součástí. Hřídel 2-4 je poté do úložné konstrukce uchycena na základě stejného principu.



Obr.5-22 Rozpad ramene

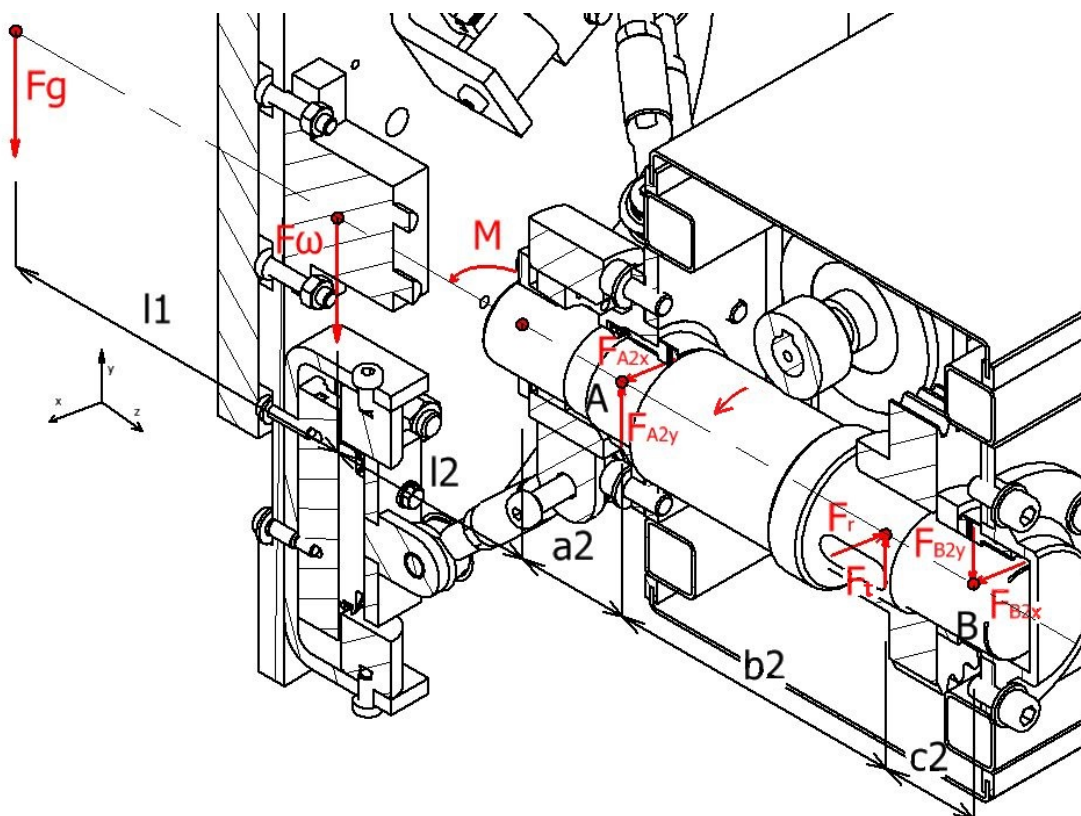
5.2.2 Kontrola hřídele

Kontrola je provedena na hřídeli 1. Tato hřídel zajišťuje upevnění a rotaci hlavy. Jako materiál byla volena ocel 12 050.6, která má mez pevnosti v tahu $R_m = 640 \text{ MPa}$ a mez pružnosti $R_e = 390 \text{ MPa}$ [16].

Zatížení na hřídeli

Největší ohybový moment nastává ve chvíli, kdy se díl bude nacházet v poloze 90° viz Obr 5-2) kdy předpoklad pro maximální síly bude obdobný jako v rovnicích (12-15).

V kontrolách je uvažováno, že velikost ohybových momentů, které na hřídel působí při vyklepávání prášku, je mnohonásobně vyšší, než-li momenty vznikající při její manipulaci. Dále je nutno do výpočtu zahrnut krouticí moment, který vzniká vyosením těžiště dílu o 50mm. Ten navíc dodatečně vytváří reakční sílu v místě ozubeného kola.



Obr. 5-23 Řez hlavou a ramenem s ukázkou silového rozpadu

Krouticí moment se tedy vypočítá dle [16]:

$$M_k = F_G \cdot x_2 = 953,0415 \cdot 50 = 47652,08 \text{ Nmm} \quad (51)$$

Kde:

x_2 [mm] Vzdálenost těžiště od osy rotace

Výpočet reakčních sil

Reakční síly působící v ložiscích (viz Obr. 5-23), jsou vypočítány pomocí rovnic statické rovnováhy.

$$\sum F_y : F_{A2y} + F_t - F_{B2y} = 0 \quad (52)$$

$$\sum F_x : F_{A2x} - F_r + F_{B2x} = 0 \quad (53)$$

$$\sum M_{yz} : M - F_{A2y} \cdot (b_2 + c_2) - F_t \cdot c_2 \quad (54)$$

$$\sum M_{zx} : F_{A2x} \cdot (b_2 + c_2) - F_r \cdot c_2 \quad (55)$$

Kde:

F_{A2y} [N] Síla působící na ložisko A v ose y

F_{B2y} [N] Síla působící na ložisko B v ose y

F_{A2x} [N] Síla působící na ložisko A v ose x

F_{B2x} [N] Síla působící na ložisko B v ose x

M [Nmm] Moment vzniklý silami F_g a F_ω

a_2 [mm] Vzdálenost mezi středem rozpěrného kroužku a ložiskem A

b_2 [mm] Vzdálenost mezi ložiskem A a silou od ozubeného kola

c_2 [mm] Vzdálenost mezi silou od ozubeného kola a ložiskem B

Ozubené kolo s rozměry (tabulka 5) poté působí na hřídel silami:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{m \cdot z} = \frac{2 \cdot 47652,08}{3 \cdot 35} = 907,66 \text{ N} \quad (56)$$

Kde:

F_t [N] Obvodová síla působící na kole

A:

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_t) = 907,66 \cdot \tan(20^\circ) = 330,3607 \text{ N} \quad (57)$$

Kde:

F_r [N] Radiální síla působící na kole

Dále bylo nutné vypočítat maximální a minimální momenty, ke kterým při zapnutí vibračního motoru dochází.

$$M_{max} = F_g \cdot (l_1 + l_2) + F_\omega \cdot l_2 \quad (58)$$

$$M_{max} = 953,04 \cdot (180 + 116) + 1677,51 \cdot 116 = 5,03 \cdot 10^5 \text{ Nmm} \quad (59)$$

$$M_{min} = F_g \cdot (l_1 + l_2) - F_\omega \cdot l_2 \quad (60)$$

$$M_{min} = 953,04 \cdot (180 + 116) - 1677,51 \cdot 116 = 61336,05 \text{ Nmm} \quad (61)$$

Kde:

l_1 [mm] Vzdálenost těžiště dílu od vibračního motoru

l_2 [mm] Vzdálenost vibračního motoru od rozpěrného kroužku

Na základě výsledků rovnic (58-61) bylo možné vypočítat reakční síly, které působí v místě uložení ložiska A:

$$F_{A2y_{max}} = \frac{M_{max} - (F_t \cdot c_2)}{b_2 + c_2} = \frac{5,03 \cdot 10^5 - (907,66 \cdot 50)}{162 + 50} = 2157,93 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{A2x_{max}} = \frac{F_r \cdot c_2}{b_2 + c_2} = \frac{330,36 \cdot 50}{162 + 50} = 77,92 \text{ N} \quad (63)$$

A v místě uložení ložiska B:

$$F_{B2y_{max}} = F_{A2y_{max}} + F_t = 2157,93 + 907,66 = 3065,59 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{B2x_{max}} = F_r - F_{A2x_{max}} = 330,36 - 77,92 = 252,45 \text{ N} \quad (65)$$

Celkové síly, které na ně působí pak získáme dopočtem přes Pythagorovu větu:

$$F_{A2} = \sqrt{F_{A2y_{max}}^2 + F_{A2x_{max}}^2} = \sqrt{2157,93^2 + 77,92^2} = 2159,34 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_{B2} = \sqrt{F_{B2y_{max}}^2 + F_{B2x_{max}}^2} = \sqrt{3065,59^2 + 252,45^2} = 3075,97 \text{ N} \quad (67)$$

Výpočet trvanlivosti ložisek

Vzhledem k tomu že při natočení hlavy do polohy 2 (Obr. 5-2) a předpokladu působení sil na obrázku 5-23 pak nedochází k žádným axiálním zatížením. Trvanlivost ložisek tedy bylo možné vypočítat ze základní dynamické únosnosti[16]:

$$L_{10A} = \left(\frac{C}{F_{A2}} \right)^a \cdot 10^6 = \left(\frac{28510}{2159,34} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 5,44 \cdot 10^9 \text{ Ot.} \quad (68)$$

$$L_{10B} = \left(\frac{C}{F_{B2}} \right)^a \cdot 10^6 = \left(\frac{28510}{3075,97} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 1,67 \cdot 10^9 \text{ Ot.} \quad (69)$$

Kde:

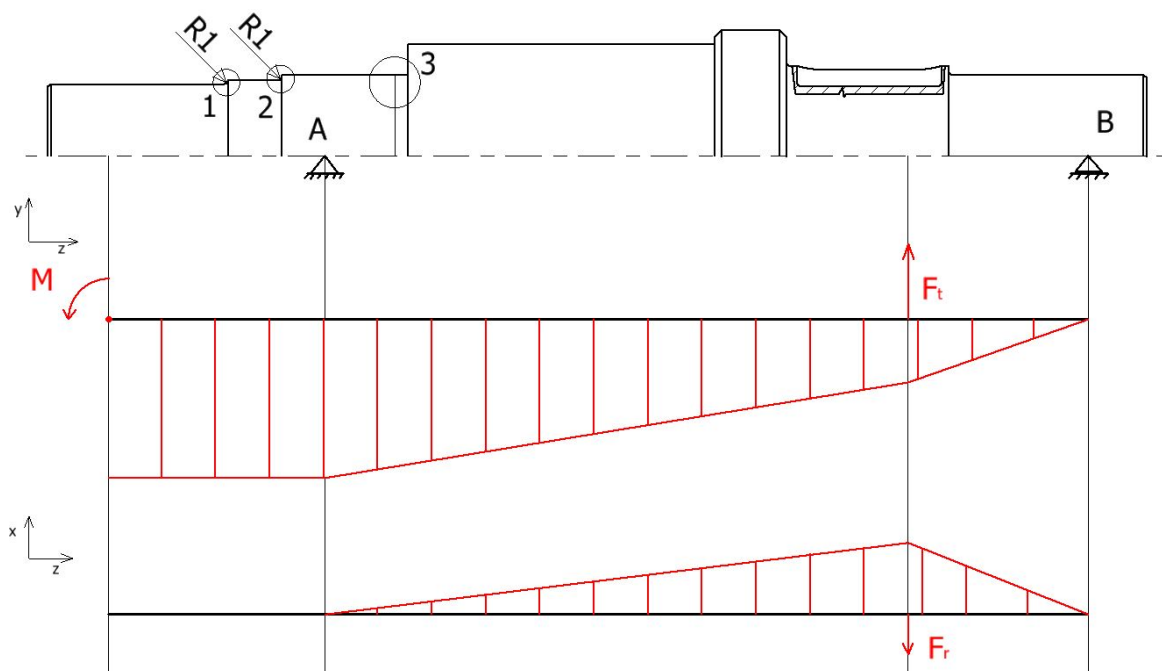
L_{10A} [Otáčky] Základní trvanlivost ložiska A

L_{10B} [Otáčky] Základní trvanlivost ložiska B

Trvanlivost ložiska A je mnohem vyšší než-li, trvanlivost ložiska B, to je dáno větším radiálním zatížením v místě ložiska B. Dále by bylo možné kontrolovat ložiska při axiálních nebo kombinovaném zatížení. Vzhledem k dvojnásobným hodnotám únosností axiálních zatížení a faktu že ložiska nebudou ani zdaleka dosahovat v provozu většího počtu otáček je možné od těchto kontrol upustit.

VVU

Po výpočtech trvanlivosti ložisek tak bylo možné přejít na kontroly nebezpečných míst na hřídeli. K těm bylo potřeba zjistit momenty působící v jednotlivých místech této hřídele.



Obr.5-24 Momentové charakteristiky v hřídeli

U výsledných vnitřních účinků byly zobrazeny pouze momentové charakteristiky, ty byly rozděleny do dvou rovin a to dle silového rozkladu (Obr. 5-23)

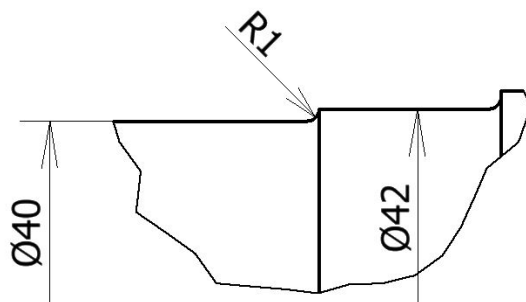
Kontrola hřídele vzhledem k MSP

Kontrola hřídele proběhne ve vyznačených místech (Obr.5-24), kde se nachází koncentrátoři napětí. Na základě výsledných vnitřních účinků, se nejnižší bezpečnost bude s největší pravděpodobností nacházet v Místě 1.

Pro výpočet tohoto kritického místa je prvně nutné dohledat patřičné součinitele tvaru, ty se volí dle tabulek [15] a mají hodnoty pro zaoblení:

$$\text{Součinitel tvaru pro ohyb: } \alpha_{\sigma 1} = 2 \quad (70)$$

$$\text{Součinitel tvaru pro krut: } \alpha_{\tau 1} = 1,5 \quad (71)$$



Obr. 5-25 Detail zaoblení v místě 1

Maximální ohybový moment je roven maximálnímu momentu z rovnice (59):

$$M_{o\max} = M_{\max}$$

Napětí, které tento moment vytváří pak dostává podobu[16]:

$$\sigma_{1\max} = \alpha_{\sigma} \cdot \frac{M_o}{W_o} = \alpha_{\sigma 1} \cdot \frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi \cdot d_{\min}^3} = 2 \cdot \frac{32 \cdot 5,03 \cdot 10^6}{\pi \cdot 40^3} = 160,06 \text{ MPa} \quad (72)$$

Kde:

d_{\min} [mm] Nejmenší průměr hřídele

M_o [Nmm] Ohybový moment

W_o [mm³] Model průřezu v ohybu

Dále je nutné do výpočtu započítat napětí vyvolané kroutící momentem[16]:

$$\tau_{1\max} = \alpha_{\tau} \cdot \frac{M_k}{W_k} = \alpha_{\tau 1} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{\min}^3} = 1,5 \cdot \frac{16 \cdot 47652,08}{\pi \cdot 40^3} = 5,688 \text{ MPa} \quad (73)$$

Kde:

W_k [mm³] Model průřezu v ohybu

Jelikož je potřeba tyto 2 napětí sjednotit do takzvaného redukovaného napětí, je nutné využít metodu HMH [16]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{1\max}^2 + (3 \cdot \tau_{1\max})^2} \quad (74)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{160,06^2 + (3 \cdot 5,688)^2} = 160,97 \text{ MPa} \quad (75)$$

Součinitel bezpečnosti v místě 1 vzhledem k MSP pak vypočítáme jako mez pružnosti materiálu hřídele podělenou rese rovná [16]

$$k_{MSP1} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{325}{160,97} = 2,423 \quad (76)$$

Obdobným způsobem bylo kontrolováno nebezpečné místo 2 kdy $k_{MSP2} = 2,8$ a místo 3, které $k_{MSP3} = 2,8$. Po porovnání lze vidět, že nejnebezpečnější místo je místo 1. Dále by bylo možné kontrolovat drážky pro pero ale vzhledem k výsledným vnitřním účinkům a většímu průměru hřídele je možné toto místo považovat za bezpečnější.

Stejně jako u kontroly ložisek by se i zde mohlo uvažovat o kontrolách v jiných polohách. Například při natočení hlavy o 135° vůči ose y by se do výpočtu zapojili také tažné či tlačné síly a to by se i na úkor sníženého maximálního momentu mohlo projevit na celkové bezpečnosti. I přesto se ale bezpečnost 2,423 v nejslabším místě jevila dostatečná.

Kontrola vzhledem k MSÚ

Doposud byl u hřídele předpokládán pouze moment, při kterém gravitační a odstředivá síla působili stejným směrem (obr. 5-23). Podobně jako u výpočtu (6-11) je zde ale nutné předpokládat i se situací kdy jdou tyto síly působí proti sobě což bude v závislosti na čase vytvářet pulzující cyklus. Pro ulehčení zde tentokrát na rozdíl od výpočtu (12-15) zanedbáme možné deformace silentbloků a změny kroutícího momentu.

Vzhledem k výsledkům z rovnice (76) a úvah, které po ní následovaly, bude kontrola provedena pouze v místě 1 a opět bude předpokládáno, že místo s drážkou pro pero bude i přes větší součinitele vrubu bezpečnější.

Součinitele vrubu v místě 1 jsou tedy dány vztahy [16]:

$$\beta_{\sigma 1} = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 1} - 1)}{\alpha_{\sigma 1}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_v} \cdot R_m}} = \frac{2}{1 + \frac{2 \cdot (2 - 1)}{2} \cdot \frac{139}{\sqrt{1,5} \cdot 640}} = 1,699 \quad (77)$$

$$\beta_{\tau 1} = \frac{\alpha_{\tau 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 1} - 1)}{\alpha_{\tau 1}} \cdot \frac{139}{\sqrt{r_v} \cdot R_m}} = \frac{1,5}{1 + \frac{2 \cdot (1,5 - 1)}{1,5} \cdot \frac{139}{\sqrt{1,5} \cdot 640}} = 1,342 \quad (78)$$

Kde

$\beta_{\sigma 1}$ [–] Součinitel vrubu pro ohyb

$\beta_{\tau 1}$ [–] Součinitel vrubu pro krut

Jelikož se jedná o cyklická namáhání bylo zde potřeba vyřešit součinitele Marinovy rovnice, ty jsou voleny na základě tabulek [16], kde:

$$\text{Součinitel vlivu jakosti povrchu} \quad k_a = 0,9123 \quad (79)$$

$$\text{Součinitel vlivu velikosti tělesa} \quad k_b = 0,8356 \quad (80)$$

$$\text{Součinitel vlivu způsobu zatěžování} \quad k_c = 1 \quad (81)$$

$$\text{Součinitel vlivu teploty} \quad k_d = 1 \quad (82)$$

$$\text{Součinitel vlivu spolehlivosti} \quad k_e = 0,814 \quad (83)$$

$$\text{Součinitel ostatních vlivů} \quad k_f = 1 \quad (84)$$

Z nich poté vypočítáme korigovanou mez únavy jako [16]:

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (85)$$

$$\sigma'_{Co} = 0,9123 \cdot 0,8356 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,504 \cdot 640 = 200,15 \text{ MPa} \quad (86)$$

U pulzních cyklů je nutné vypočítat jejich amplitudu a normálové napětí. Při výpočtu je nutné znát zejména minimální a maximální napětí, která v místě 1 působí. Pro ty využijeme výsledky maximálních a minimálních napětí z rovnic (50-61).

$$\sigma_h = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot d_{min}^3} = \frac{32 \cdot 5,03 \cdot 10^6}{\pi \cdot 40^3} = 80 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\sigma_n = \frac{32 \cdot M_{min}}{\pi \cdot d_{min}^3} = \frac{32 \cdot 61336,05}{\pi \cdot 40^3} = 9,761 \text{ MPa} \quad (88)$$

Kde:

σ_h [MPa] Maximální ohybové napětí

σ_n [MPa] Minimální ohybové napětí

Amplituda se poté se vypočítá jako [16]:

$$\sigma_{ao} = \beta_{\sigma 1} \cdot \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = 1,699 \cdot \frac{80 - 9,761}{2} = 59,687 \text{ MPa} \quad (89)$$

A Střední napětí se rovná [16]:

$$\sigma_{mo} = \beta_{\sigma 1} \cdot \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = 1,699 \cdot \frac{80 + 9,761}{2} = 76,27 \text{ MPa} \quad (90)$$

Jak již bylo řečeno, změny napětí od kroutícího momentu se pohybují v nízkých hodnotách a můžeme jej tedy pro ulehčení výpočtu považovat za konstantní [16]:

$$\tau_m = \beta_{\tau 1} \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{min}^3} = 1,342 \cdot \frac{16 \cdot 47652,08}{\pi \cdot 40^3} = 5,09 \text{ MPa} \quad (91)$$

To se poté projeví do redukovaného napětí, a to tím způsobem že při použití teorie HMM dosazujeme za amplitudu kroutícího momentu 0. Redukované napětí se tak bude rovnat amplitudě ohybového napětí[16]:

$$\sigma_{ared} = \sqrt{\sigma_{ao}^2 + (3 \cdot 0)^2} = \sigma_{ao} = 59,687 \text{ MPa} \quad (92)$$

Střední redukované napětí je:

$$\sigma_{mred} = \sqrt{\sigma_{mo}^2 + (3 \cdot \tau_m)^2} = \sqrt{76,27^2 + (3 \cdot 5,09)^2} = 77,8 \text{ MPa} \quad (93)$$

Pro výpočet mezních amplitud a středních napětí bylo dále potřeba vypočítat zatěžovací dráhu. Ta určuje přímkou procházející pracovním bodem, který je určen amplitudou a středním napětím. V místě kde tato přímka poté protíná kritérium únavového porušení, získáváme mezní bod únavových porušení, díky němu pak získáváme hodnoty mezních napětí[16].

$$r = \frac{\sigma_{ared}}{\sigma_{mred}} = \frac{59,687}{77,8} = 0,7672 \quad (94)$$

Po použití Goodmanova kritéria poté mezní střední napětí vypočítáme jako[16]:

$$\sigma_{M2} = \frac{\sigma'_{Co} \cdot R_e}{r \cdot R_e + \sigma'_{Co}} = \frac{200,15 \cdot 390}{0,7672 \cdot 390 + 119,93} = 156,31 \text{ MPa} \quad (95)$$

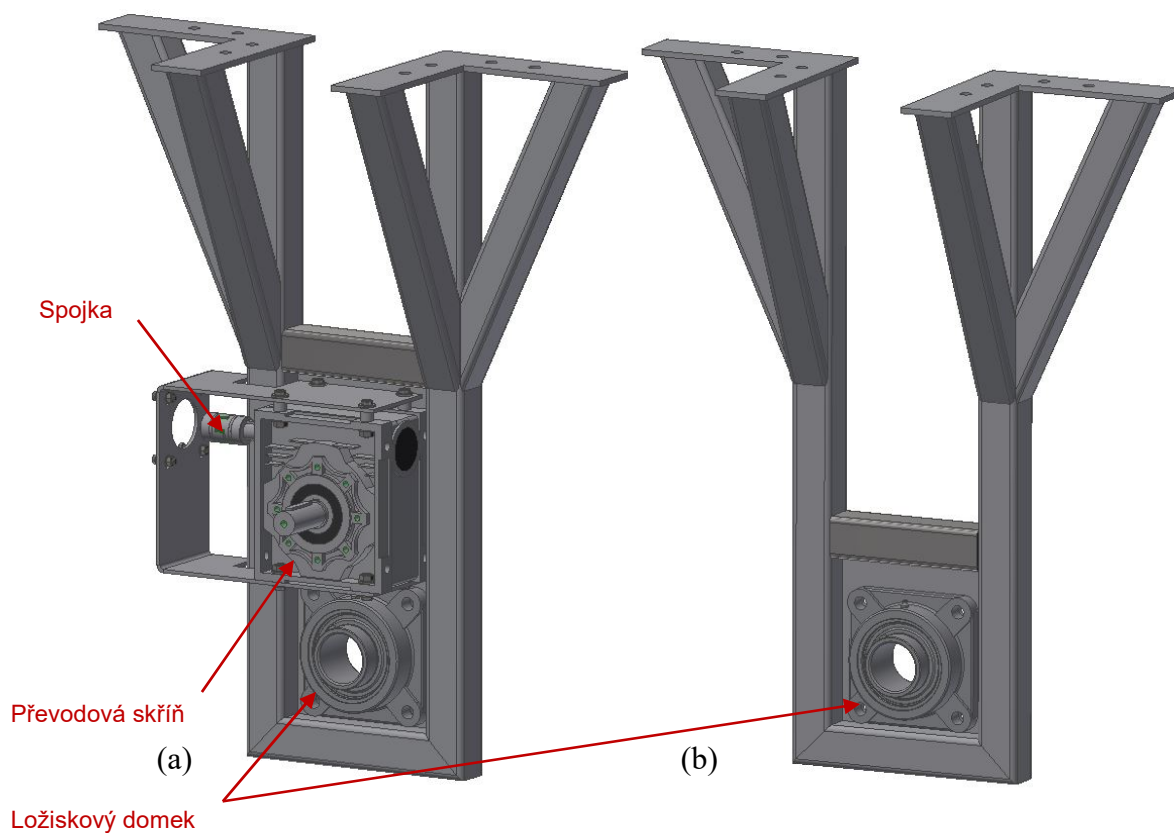
$$\sigma_{A2} = r \cdot \sigma_{M2} = 0,7672 \cdot 156,31 = 119,93 \text{ MPa} \quad (96)$$

A bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavy bude:

$$k_{MSU} = \frac{\sigma_{A2}}{\sigma_{ared}} = \frac{119,93}{59,687} = 2,01 \quad (97)$$

V místě 1 je tedy bezpečnost zajištěna i vůči meznímu stavu únavy.

5.3 Konstrukce vidlic



Obr. 5-26 Ukázka vidlic; (a) Vidlice 1; (b) Vidlice 2

5.3.1 Vidlice 2

Na obrázku 5-26 je možné vidět vidlici 2. Vidlice zde slouží k zajištění a uchycení hřídele 3. Je tvořena dutými čtvercovými profily 60x60x6 plechy o tloušťce 8mm. Uložení ložiskových domků je zde řešeno stejným způsobem, jako tomu bylo u ramene.

5.3.2 Vidlice 1

Na vidlici 1 se nachází mechanismus, kterým bude realizováno otáčení okolo druhé osy (viz Obr. 5-2). Ten bude však sestaven až při kompletaci celého manipulátoru, a tak je zde zobrazena pouze s převodovou skříň, ke které je přes šrouby uchycen plech. Ten slouží k upevnění motoru.

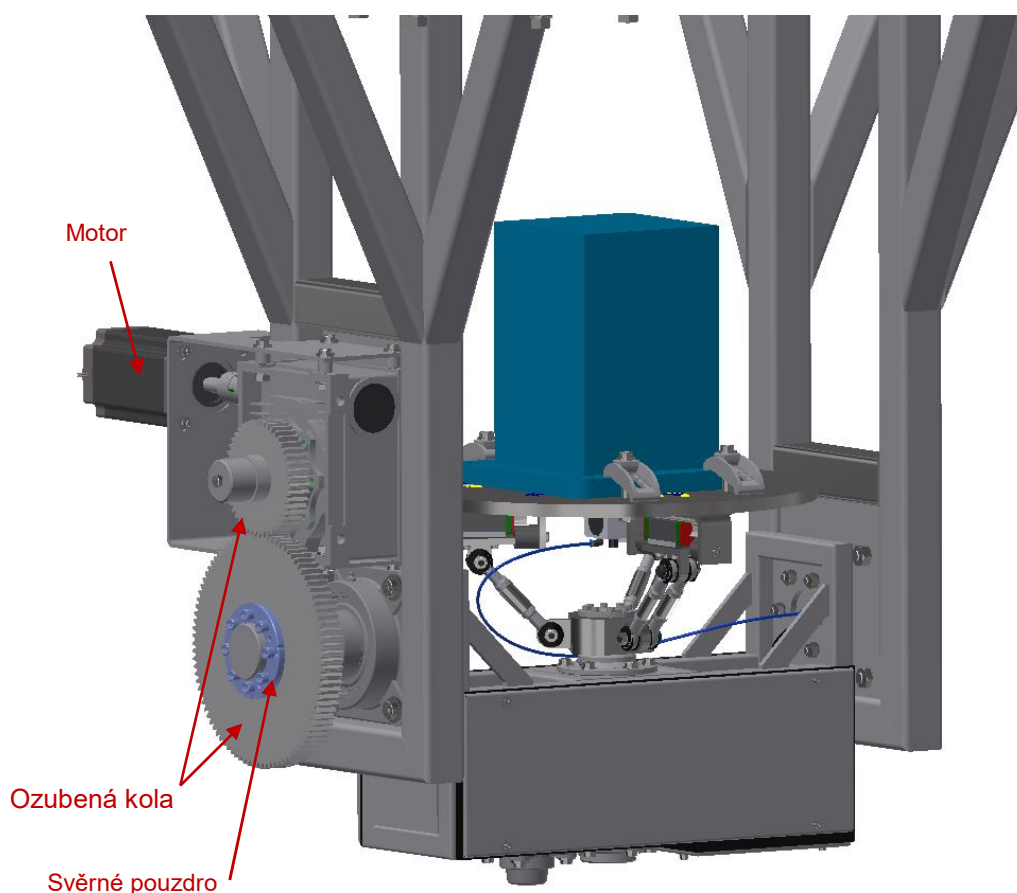
Ložiska

Pro snadnou montáž zde bylo opět využito ložiskových domků od firmy SKF. Jedná se o model UCF 214, ten je vybaven vnitřním kroužkem, který obsahuje šroubky pro pevnění na hřídeli a jeho celková dynamická únosnost je 44 kN[21].

Šneková převodovka

Je volena převodovka od stejného dodavatele, jako byla u ramene. A to tedy od firmy CHIARAVALLI. Jako model byla zvolena převodovka CHMR90 s převodovým poměrem 1/50, účinností 68% a se zahrnutou vstupní a výstupní hřídelí[4].

Propojení vidlic a ramene



Obr. 5-27 kompletace mechanismu zajišťujícího rotaci okolo druhé osy

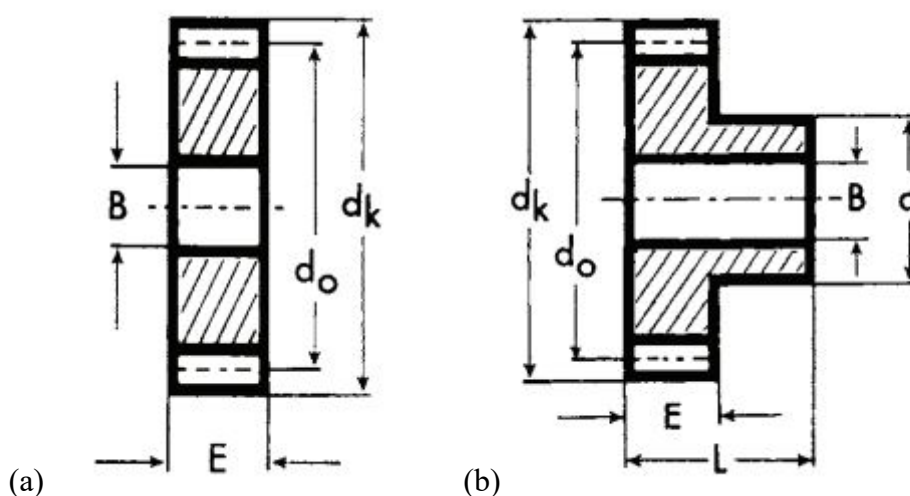
Na obrázku je možné vidět, jakým způsobem budou hřídele 3 a 4 zapadat do vidlic, a také kompletaci mechanismu, který bude otáčet ramenem kolem osy 2. Ten je realizován ozubenými koly a poháněn krokovým motorem.

Ozubená kola

Opět zde byla pro přenos krouticího momentu zvolena ozubená kola s přímými zuby od firmy TEA technic. Jejich převodový poměr je 2 a osy jsou od sebe vzdáleny 214mm. Materiál ozubených kol je dle katalogu C43[20].

Tabulka 6 tabulka ozubených kol

	Modul	Počet zubů	B	d	dk	do	L	E
Pastorek 2	3	47	20	90	147	141	50	30
Kolo 2	3	95	25	-	291	285	-	30



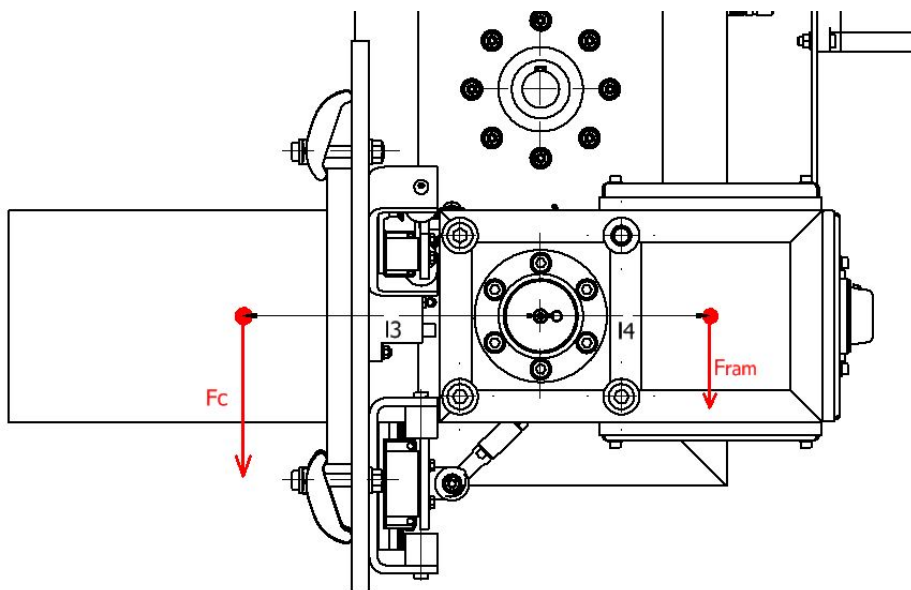
Obr. 5-28 Ozubená kola; (a) čelní ozubená kola bez náboje; (b) čelní ozubená kola s nábojem

Motor

Byl vybrán stejný typ krokového motoru jako při konstrukci ramene. Specificky se tedy jedná o motor NEMA42 s označením HY 200 4288 0890. Tyto motory mají 200 kroků na otáčku a dosahují maximálního přídržného momentu 14,25 Nm[12].

5.3.3 Kontrola volby motoru

U výpočtu je nutné zjistit kroutící moment, který působí na hřídel 3 při rotaci ramene kolem osy 2. Tento moment bude maximální při natočení do polohy 2 (Obr. 5-2). Váha ramene je odhadována na 35kg a jeho těžiště se poté bude nacházet ve vzdálenosti 160mm od osy rotace 2.



Obr. 5-29 Rozložení sil vůči ose otáčení hřídele 3 a 4

Kroutící moment působící k ose 2 se poté vypočítá jako[16]:

$$M_{k3} = (F_G \cdot l_3) - (m_{ram} \cdot g \cdot l_4) = (953,2 \cdot 280) - (35 \cdot 9,81 \cdot 160)$$

$$M_{k3} = 212000 \text{ Nmm} \quad (98)$$

Kde:

m_{ram}	[kg]	Hmotnost ramene
l_3	[mm]	Vzdálenost těžiště hlavy od osy rotace 2
l_4	[mm]	Vzdálenost těžiště ramene od osy rotace 2

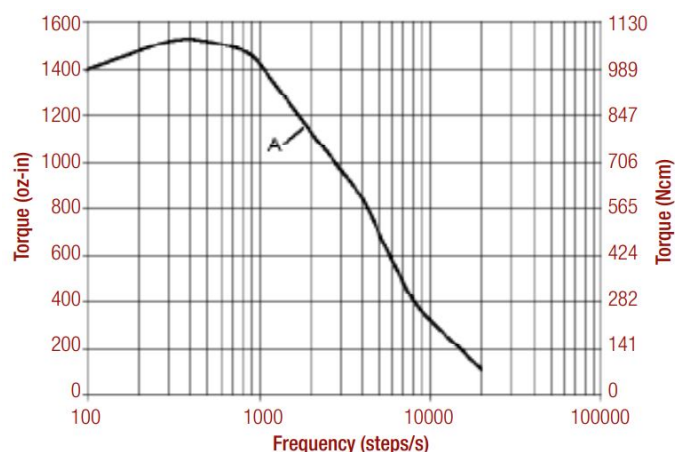
Tento moment je následně přenášen přes ozubená kola a šnekovou převodovku až do motoru. Šneková převodovka má převodový poměr $i_3 = 50$ a účinnost $\eta = 68\%$. Ozubená kola poté mají převodový poměr $i_4 = 2$.

Výstupní kroutící moment je:

$$M_{k4} = \frac{M_{k3}}{\eta \cdot i_3 \cdot i_4} = \frac{M_{k3}}{0,68 \cdot 50 \cdot 2} = 3116,4 \text{ Nmm} \quad (99)$$

Při maximálním zatížení se tedy moment, který je nutné vynaložit na rozpočívání stroje, pohybuje okolo 3,2 Nm.

Jak již bylo zmiňováno, velikost kroutícího momentu krokových momentů je závislá na jejich rychlosti otáčení. Tuto závislost popisuje graf výstupního momentu[12]



Obr. 5-30 Graf závislosti frekvence kroků za sekundu a kroutícího momentu

Při rychlosti 1000 kroku za sekundu se bude výstupní kroutící moment 9,9Nm. Standartní krokový motor vykoná 200 kroků na otáčku, což při zvolené rychlosti 1000 kroků za sekundu odpovídá 300 ot/min. Po převedení těchto otáček přes převodovku a ozubená kola se rameno bude pohybovat rychlostí 3 ot/min. Což se při předpokladu manipulace se 75kg dílem jeví jako dostatečné.

Při manipulaci s lehčími předměty však můžou být tuto rychlosti otáček navýšeny.

5.4 Konstrukce nosného rámu

V době psaní této práce zatím není známo, kam přesně se tento manipulátor umístí. Z tohoto důvodu bylo nutné zajistit, aby nedošlo k sestavení celého stroje a zjištění že jej není možno dostat na místo určení. Proto byla konstrukce stolu navržena tak aby se dokázala rozložit a složit až přímo na místě. Stejně jako u vidlic i zde je použit dutý čtvercový profil o velikosti 60x60x6 a plechy o tloušťce 5mm které k sobě jsou následně svařeny. V horní části konstrukce se nachází díry pro šrouby M14, přes které je poté možné přichytit vidlice (viz Obr. 5-26).



Obr. 5-31 Ukázka sestaveného nosného rámu

Celkové spojení je poté provedeno šrouby M14 DIN 6912. Dále se na spodní straně nohou nachází destičky. Těmy se pak celý stroj bude moci uchytit do země.

6 DISKUZE

Při návrhu polohovadla, jehož účelem by bylo odstraňování prachu bylo naraženo na několik problémů. Prvním byl samotný typ konstrukce, ta musela být vytvořena tak aby dokázala co možná nejrovnoměrněji rozložit síly vzniklé její vahou a vahou manipulovaného dílu. Dále bylo vyřešeno připojení vibračního motoru a rovnoměrné tlumení jeho vibrací i při manipulaci a otáčení v prostoru. Toto tlumení také splňuje podmínku jeho snadné výměny. Celý mechanismus, který ovládá rotaci hlavy, byl uschován do ramene a bylo zajištěno jeho celkové utěsnění. U vytipovaných nebezpečných míst této konstrukce, pak byla provedena jejich kontrola. Vzhledem k tomu že však nebylo možné zkontrolovat všechna nebezpečná místa při všech možných typech natočení, bylo zajištěno, aby jejich bezpečnost byla dostatečně vysoká na to, aby se dalo s jistotou prohlásit, že nehrozí nebezpečí selhání. Vynechány byly také kontroly míst, u kterých je možné konstatovat, že jejich namáhání se nebude ani zdaleka přibližovat maximálním dovoleným napětím. Nosná konstrukce pak byla zkonstruována tak, aby bylo zajištěno její možné rozložení a složení až při samotné kompletaci celého zařízení.

Po podrobném prostudování konstrukčního návrhu bylo zjištěno, že některé díly nejsou plně funkční, nebo že při malých úpravách je možné zajistit jejich lepší vlastnosti.

Dále bylo nutné uvážit způsob, jakým bude do vibračního motoru přiveden vzduch.

V úvodu byla dále nastíněna nutnost zatěsnění celého prostoru, a bylo tak vhodné nastínit jakým způsobem by tento požadavek mohl být vyřešen.

6.1 Úpravy konstrukce

Tlumení vibrací

Jak již bylo zmiňováno v kapitole 3, jedním z dílčích cílů bylo zajistit vyměnitelnost tlumících prvků. V konstrukčním řešení pak pro tlumení bylo využito silentbloku DVA.5-30-30-M8-7, a bylo zmíněno, že je možné stejné silentbloky pořídit v jiné tuhostní variantě. Aby však byla zajištěna možnost použití i jiných průměrů či tvarů těchto silentbloků je potřeba místo díry, přes kterou jsou připevňovány, vyfrézovat drážku připomínající tvar pera. Tím by byla zajištěna možnost přesného ustavení silentbloků vůči pojezdům.

Díky tomu by tak bylo možné použít silentbloky DVA.6, ty mají kapkovitý tvar a díky tomu jejich odpružení získává progresivní charakteristiku. Je tedy vhodnější pro zajištění podobných délek stlačení při často se měnící váze dílů.

Kloubové tyče

V konstrukci hlavy bylo prezentováno neúplné dokončení konstrukce kloubových tyčí. Závitová tyč na, které jsou kloubová ložiska umístěna má totiž závit, který sahá až k odstupňování. Ten však není možné vyrobit, a i kdyby jeho výroba byla možná, při úplném zašroubování kloubových ložisek by nebylo zajištěno, aby směřovali stejným směrem. Vzhledem k tomu že na tyto tyče budou vždy působit pouze tažné nebo tlačné síly tak můžeme mezi odstupňování tyče a ložisko vložit matici, díky ní by pak bylo možné přesně nastavit polohu kloubového ložiska.

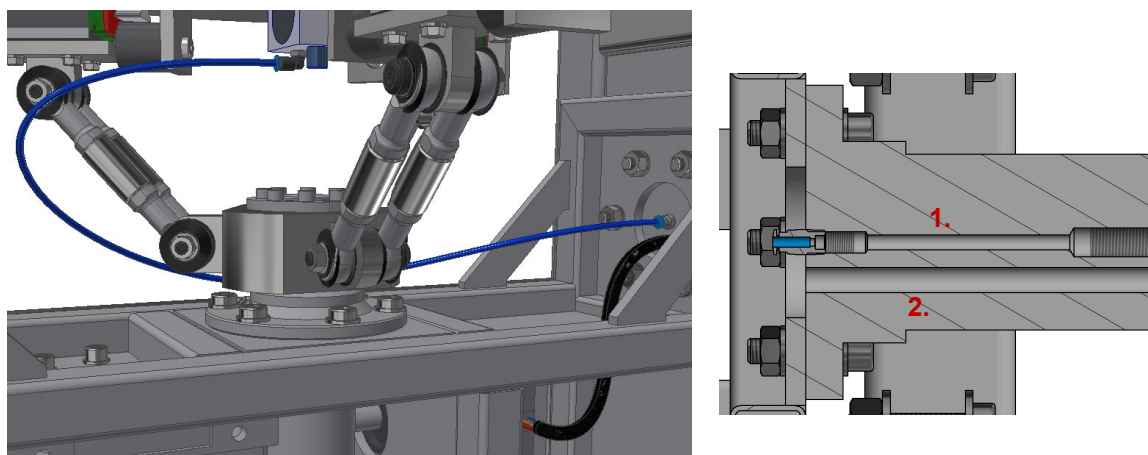
Výška pracovní desky

Pracovní deska se v tuto chvíli nachází ve výšce 1260mm. Ta byla navržena na základě předpokladu, že obsluha bude mít při přenášení dílu skrčené ruce a nebude tak nutné, aby se krčila nebo naopak natahovala při ukládání dílu na plochu. Problém by však mohl vystat při menším vzrůstu obsluhy. Z tohoto důvodu by bylo vhodné zkrátit nohy nosného rámu a tím i snížit výšku pracovní desky tak aby obsluze vyhovovala.

6.2 Zajištění přívodu vzduchu a elektřiny

Díky pneumatickému vibračnímu motoru bylo nutné se zamyslet nad způsobem, jak by bylo možné do něj přivést vzduch tak, aby co nejméně omezoval chod stroje. Dále bylo nutné zajistit vývod drátů vedoucích z krokového motoru.

Za tímto účelem tak byly do hřídele 4 vyvrtány 2 otvory. Do prvního byla uchycena přímá rotační spojka QS-1_8-4 od firmy Festo. Z té je vyvedena hadička o průměru 4mm až do vibračního motoru kde se také nachází rotační spojka QSML-1_8-4, ta má tvar „L“ (viz. Obr.5-32 (a)). Drát pak bude procházet druhým otvorem (viz Obr. 5-32 (b)) [22].



Obr. 5-32 přívod a vývod vzduchu; (a) Ukázka vedení hadičky v sestavě; (b) rež hřídelí 4

Kvůli namotávání hadičky však není možné s hlavou plně otáčet a volnost je zde odhadována na $\pm 350^\circ$. Tato hodnota však může být navýšena v závislosti na tom, jaká délka hadičky bude použita.

6.3 Utěsnění pracovního prostoru

Jak již bylo zmiňováno, bylo nutné se zamyslet nad utěsněním celkového pracovního prostoru. Ten by podobně jako u zařízení od firmy Solukon, měl podobu uzavřeného plechového boxu, ve kterém by se nacházelo pouze rameno a hlava. Problematicke, jakou by tuto konstrukci bylo možné vyřešit, se již věnovala bakalářská práce „Konstrukce komory pro odstranění prášku z dílu vyrobených SLM technologií“ [23]. Z ní by tak bylo možné přepracovat dané 3D modely tak, aby bylo možné tyto 2 bakalářské práce zkombinovat, a vytvořit tak konečné návrh konstrukce celého zařízení.

7 ZÁVĚR

Návrh dvouosého polohovadla pro odstraňování přebytečného prášku z dílů vytvořených 3D tiskárnou SLM 280, byl provázen několika konstrukčními problémy. Ty byly popsány v kapitole 3 a za účelem jejich vyřešení byly následně vytvořeny různé typy návrhů. Z nich bylo vybráno nejlepší řešení, které bylo konstrukčně realizováno tak, aby splňovalo všechny dílčí cíle. Dále byly provedeny kontroly nebezpečných míst, a jejich výsledky byly následně rozebrány.

Počáteční zadání bakalářské práce tímto bylo splněno. Vzhledem k tomu, že se však jedná pouze o konstrukční návrh, není zde plně řešeno, jakým způsobem celá výroba proběhne. Vhodnost vyřešení jednotlivých konstrukčních uzlů tak nemusí být zcela optimální.

Jelikož se jednalo pouze o návrh 1 části celého stroje, kdy tedy nebyla řešena konstrukce vnitřní pracovní komory a vnějšího zakritování celého zařízení, tak kompletní navržení vedení elektroniky, ovládání a umístění bomb se stlačeným vzduchem, bylo považováno za nad rámec konstrukčního řešení.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] EVS TECH CO.LTD. *EVS Welding Positioner* [online]. ©2015 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: https://www.evsrobot.com/welding-positioner_c8/
- [2] Varitron Engineering (Taiwan) Co., Ltd. Varitron Engineering (Taiwan) Co., Ltd. *RV-E Precision Cycloidal Gear* [online]. ©2014 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: https://www.c-var.com/products_show.asp?seq=255&title=RV-E-Precision-Cycloidal-Gearbox
- [3] Hofman Techniek B.V.: Technische handelsonderneming. *H-TM lasmanipulator 200 kg* [online]. ©2008 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://hofmantechniek.nl/product/h-tm-lasmanipulator-200-kg/>
- [4] Katalog Převodovek a elektromotorů. CHIARAVALLI a.s, 2018
- [5] Solukon. *SMF developing units* [online]. ©2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.solukon.de/en/metall/>
- [6] MultiCam Canada. *Advantages of the Sideros Rotolift* [online]. ©2012 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://multicamcanada.wordpress.com/2012/05/25/advantages-of-the-sideros-rotolift/>
- [7] Has a.s. Průmyslové vibrátory [online]. ©2010 - 2020 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.prumyslove-vibratory.cz/>
- [8] BONEV, Ilian. Direct kinematics of zero-torsion parallel mechanisms. IEEE Xplore. Robotics and Automation, 2008. ICRA 2008. IEEE International Conference on, 2008. Dostupné z: doi:10.1109/ROBOT.2008.4543802
- [9] Katalog Lineární vedení. HIWIN s.r.o, 2018.
- [10] TEM: Electrick components. *POLULU-1637* [online]. © 2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/cz/details/pololu-1637/dc-motory/pololu/>
- [11] Eles S.p.A: Otto Ganter GmbH & Co. KG. *DVA.5* [online]. 2021© [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/Strojni-prvky--Silentbloky--DVA4#listtype=search&term=DVA.5>
- [12] RAVEO s.r.o.: Electrick components. *NEMA 42* [online]. © 2021 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/krokov-motory-NEMA-42>
- [13] INDUSTRIAL CZ, spol. s r.o. RELS 10 [online]. 2021© [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.industrial.cz/rels-10--gumova-ochrana-kloubove-hlavice-detail-3AR3000101.aspx>

- [14] VIBROS s.r.o.: Electrick components. *STOLY* [online]. © 2020 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.vibros.cz/stoly>
- [15] Katalog Flexible jaw couplings. ROTEX s.r.o, 2015
- [16] SHIGLEY, Joseph, Chrales MISCHKE a Richard BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. V Brně: VUTIUUM, 2010, s. 1-1147. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] SKF Group. *NKXR 45 Z* [online]. [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/combined-needle-roller-bearings/productid-NKXR%2045%20Z>
- [18] BO-IMPORT S.R.O. *Upínka plynule stavitelná* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.bo-import.cz/upinaci-naradi/mechanicke-upinaci-prvky/silovy-upinac-a-upinky/upinka-plynule-stavitelna-kratka-38x88-0-35-mm-6313k-amf-73932-21357.html>
- [19] Eles S.p.A: Otto Ganter GmbH & Co. KG. *GN 648.1* [online]. 2021© [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/Kloubove-prvky--Kloubove-hlavice-s-vnit%C5%99nim-zavitem--GN6481#listtype=search&term=GN%20648>
- [20] Katalog Ozubená kola. T.E.A. TECHNIK s.r.o., 2015
- [21] SKF Group. *UCF 205* [online]. ©2018 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-UCF%20205>
- [22] FESTO. *Push-in L-fitting* [online]. © 2020 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.festo.com/us/en/>
- [23] ASSZONYI, O. Konstrukce komory pro odstranění prášku z dílů vyrobených SLM technologií. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 52 s. Vedoucí Bakalářské práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

9 SEZNAM POUŽITÝCH SIMBOLŮ A ZKRATEK

3D		trojrozměrný
SLM		Selective Laser Melting
VUT		Vysoké učení technické
mF_{ω}	[kg]	Váhový moment vibračního motoru
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
F_{ω}	[N]	Odstředivá síla vibračního motoru
m_C	[kg]	Celková hmotnost
F_{cmax}	[N]	Celková maximální síla
F_{cmin}	[N]	Celková minimální síla
F_{Axmax}	[N]	Maximální síla působící na pojezd v ose x
F_{Aymax}	[N]	Maximální síla působící na pojezd v ose y
F_{smax}	[N]	Maximální tažná síla v nosníku
F_{Axmin}	[N]	Minimální síla působící na pojezd v ose x
F_{Aymin}	[N]	Minimální síla působící na pojezd v ose y
F_{smin}	[N]	Minimální tažná síla v nosníku
a	[mm]	Vzdálenost síly od šroubu M6
b	[mm]	Vzdálenost síly od lícovaného šroubu
d_2	[mm]	Střední průměr šroubu
d_3	[mm]	Malý průměr šroubu
d	[mm]	Jmenovitý průměr šroubu
tk_1	[mm]	Tloušťka stěny pracovní desky
tk_5	[mm]	Tloušťka ohýbaného plech
h	[mm]	Výška podložky
l_g	[mm]	Délka dřívku závitu
E_1	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
R_e	[MPa]	Mez kluzu šroubu M6
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu šroubu M6
D_1	[mm]	Malý průměr matice

x_2	[mm]	Vzdálenost těžiště od osy rotace
F_t	[N]	Obvodová síla působící na kole
F_r	[N]	Radiální síla působící na kole
l_1	[mm]	Vzdálenost těžiště dílu od vibračního motoru
l_2	[mm]	Vzdálenost vibračního motoru od rozpěrného kroužku
L_{10A}	[Otáčky]	Základní trvanlivost ložiska A
L_{10}	[Otáčky]	Základní trvanlivost ložiska B
d_{min}	[mm]	Nejmenší průměr hřídele
M_o	[Nmm]	Ohybový moment
W_o	[mm ³]	Model průřezu v ohybu
W_k	[mm ³]	Model průřezu v ohybu
$\beta_{\sigma 1}$	[–]	Součinitel vrubu pro ohyb
$\beta_{\tau 1}$	[–]	Součinitel vrubu pro krut
σ_h	[MPa]	Maximální ohybové napětí
σ_n	[MPa]	Minimální ohybové napětí
m_{ram}	[kg]	Hmotnost ramene
l_3	[mm]	Vzdálenost těžiště hlavy od osy rotace 2
l_4	[mm]	Vzdálenost těžiště ramene od osy rotace 2

10 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2-1 SMF-1000-S [5]

Obr. 2-2 SFM-AT200 [5]

Obr. 2-3 Jednoosé horizontální polohovadlo [1]

Obr. 2-4 Jednoosé vertikální polohovadlo [1]

Obr.2-5 H-TM-200 [3]

Obr.2-6 EVS-U-3000 [1]

Obr.2-7 EVS-L-400 [1]

Obr.2-8 RL.1250 [6]

Obr. 2-9 Vibrační stůl od firmy VIBROS [14]

Obr. 2-10 WEV-03-14-2 bez krytování

Obr.2-11 Kuličkový vibrátor S10 [7]

Obr.2-12 Turbínový vibrátor OT10 [7]

Obr. 2-13 Pístový vibrační motor ; (a) motor F25 [7] ; (b) řez pístovým motorem

Obr.4-1 Koncepční řešení A; (a) Manipulátor A; (b) mechanismus A 3-PRS [8]

Obr.4-2 Koncepční řešení B; (a) manipulátor B; (b) mechanismus B 3-PRS [8]

Obr.4-3 Koncepční řešení C; (a) manipulátor C; (b) mechanismus C 3-RPS [8]

Obr.5-1 Návrh dvouosého manipulátoru

Obr. 5-2 Rotace ramene

Obr. 5-3 Popis hlavy; (a) pohled zdola; (b) pohled zhora

Obr. 5-4 Pracovní deska

Obr. 5-5 Paralelní mechanismus 3-RPS [8]; (a) koncept; (b) konstrukční řešení

Obr. 5-6 Řez posuvným mechanismem

Obr. 5-7 Ukázka typů těsnění pro pojezd CGH25CA [9]

Obr.5-8 Rozpad kloubové tyče

Obr.5-9 Svěrné pouzdro [20]

Obr.5-10 Upevnění desky k pojezdu; (a) řez; (b) rozklad sil

Obr.5-11 Rozpad šroubů; (a) ukázka posunu pojezdu; (b) silový rozpad

Obr.5-11 Zakreslení dutého kolmého dvojkužele

Obr. 5-12 Mechanismus ramene s odkrytým víkem

Obr. 5-13 Řez ramene

Obr. 5-14 Svařenec úložné konstrukce

Obr. 5-15 Částečný řez ložiskem NKXR 45 [17]

Obr. 5-16 Ložiskový domek UCF 205 [21]

Obr. 5-17 Ozubená kola; (a) ukázka kol v rameni; (b) polotovar firmy TEA technic [22]

Obr. 5-18 Převodovka CHMR63 [4]

Obr. 5-19 Spojka Rotex [15]

Obr. 5-20 krokový motor NEMO 42 [12]

Obr. 5-21 Řez šroubovým spojem a těsnícího víka

Obr. 5-22 Rozpad ramene

Obr. 5-23 Řez hlavou a ramenem s ukázkou silového rozpadu

Obr. 5-24 Momentové charakteristiky v hřídlí

Obr. 5-25 Detail zaoblení v místě 1

Obr. 5-26 Ukázka vidlic; (a) Vidlice 1; (b) Vidlice 2

Obr. 5-27 kompletace mechanismu zajišťujícího rotaci okolo druhé osy

Obr. 5-28 Ozubená kola; (a) čelní ozubená kola bez náboje; (b) čelní ozubená kola s nábojem

Obr. 5-29 Rozložení sil vůči ose otáčení hřídele 3 a 4

Obr. 5-30 Graf závislosti frekvence kroků za sekundu a kroutícího momentu

Obr. 5-31 Ukázka sestaveného nosného rámu

Obr. 5-32 přívod a vývod vzduch; (a) Ukázka vedení hadičky v sestavě; (b) rež hřídelí 4

11 SEZNAM TABULEK A PŘÍLOH

Seznam tabulek

Tabulka 1 Váha hlavy

Tabulka 2 Rozměry svěrného pouzdra

Tabulka 3 Základní rozměry a hodnoty šroubu M6

Tabulka 4 Rozměry dutých kuželů

Tabulka 5 Hodnoty ozubených kol

Tabulka 6 Tabulka ozubených kol

Seznam příloh

Příloha 1

Příloha 2